

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Баскова Олександра Олександрівна

УДК 532.526;542

ДИСЕРТАЦІЯ
УПРАВЛІННЯ ВИХРОВИМ ТЕПЛОМАСООБМІНОМ
В ЕЛЕМЕНТАХ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____/Баскова О.О./

Науковий керівник – Воропаєв Геннадій Олександрович, д. ф.-м. н., проф.,
чл.-кор. НАНУ

Київ – 2019

АНОТАЦІЯ

Баскова О.О. Управління вихровим тепломасообміном в елементах енергетичного обладнання. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 - Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. - Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2019.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню впливу геометрії поверхні, значення числа Рейнольдса та неізотермічності в пристінній області на енергоефективність початкових ділянок труб з гофрованими вставками при перехідному режимі течії.

У вступі обґрунтовано вибір теми досліджень, сформульовані мета і задачі дослідження, описано метод дослідження, показано зв'язок з науковими програмами, планами і темами, а також наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, охарактеризовано особистий внесок автора, приведені відомості про апробацію результатів дисертації, її структуру та обсяг.

У першому розділі описані різні методи інтенсифікації теплообміну, зроблено аналіз їх переваг і недоліків. Наведені дані щодо перших досліджень гофрованих поверхонь. Приведено найбільш поширені критерії енергоефективності та висновки щодо їх точності та доцільності. Показано сучасний стан проблеми дослідження інтенсифікації теплообміну при застосуванні структурованих поверхонь у вигляді гофрів. Проаналізовано дані щодо інтенсивності теплообміну та гідравлічного опору в трубах із пасивними методами інтенсифікації тепловіддачі. Виявлено закономірності розвитку вихрових утворень в гофрах різних форм, особливості впливу теплофізичних величин на структуру потоку та теплогідравлічні процеси. Розглянуто вплив накопичення збурень в потоці і режиму течії на механізми

теплообміну і гідравліки в трубах із структурованими стінками. При порівнянні отриманих даних на гофрованих поверхнях однакової форми і при однаковому режимі течії виявлено розбіжності між кореляціями фізичних величин (теплових і гідравлічних), запропонованих різними авторами. Також виявлено відсутність даних щодо часткового гофрування поверхні та його впливу на теплогідравлічні процеси в трубі. На основі літературного огляду сформульовано мету, завдання, предмет і об'єкт дослідження.

Другий розділ присвячений фізичній і математичній постановці задачі та особливостям проведення комп'ютерного моделювання гідродинамічних і теплових процесів на початкових ділянках гладких труб та труб з гофрованими вставками різної геометрії в умовах неізотермічності при перехідних числах Рейнольдса.

На основі аналізу особливостей структури неізотермічної течії на початкових ділянках труб в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса для проведення чисельного експерименту та комп'ютерного моделювання було отримано систему рівнянь, що описує гідродинамічні і теплові процеси, та обрано метод кінцевих об'ємів у якості методу її дискретизації. Обґрунтовано обрання серед наявних в програмному комплексі ANSYS Fluent методів методу прямого чисельного моделювання для відтворення процесів в досліджуваних об'єктах.

Обґрунтовано обрання інтерполяційної схеми із «різницями проти потоку» для знаходження невідомих величин на межах кінцевого об'єму та схеми інтерполяції рівняння корекції тиску - схеми другого порядку (Second Order Scheme). Розглянуто особливості алгоритму зв'язку полів тиску та швидкості SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent) та доведена його придатність для вирішення поставлених задач.

Описані особливості побудованих сіток розбиття для кожного типу гофрування.

В третьому розділі розглянуто структуру вихрової неізотермічної течії та її вплив на теплообмінні процеси на початковій ділянці гладкої труби і труби з гофрованою вставкою із $R_{\text{лок}} > R_0$ при перехідних числах Рейнольдса.

Досліджено особливості виникнення та розвитку вихрових збурень в ламінарному потоці. Показано залежність вихрової структури потоку від неізотермічності потоку та геометричних параметрів гофрування труби. Отримано аналітичний вираз профілю швидкості, залежний від змінного значення динамічної в'язкості середовища, що має точку перегину всередині теплового примежового шару і задовольняє необхідній умові нестійкості течії при зменшенні динамічної в'язкості середовища.

Показано, що інтенсифікація збурень в неізотермічному потоці, у порівнянні з ізотермічним потоком при одному і тому ж числі Рейнольдса, визначається величиною негативного градієнта в'язкості середовища щодо поверхні труби. Тимчасові і просторові масштаби вихрової структури течії залежать від числа Рейнольдса і параметрів гофрування поверхні труби. При певному співвідношенні безрозмірних довжин і амплітуд хвиль поверхні, віднесених до радіусу труби, гофровані вставки можуть бути регуляризовати течію на початковій ділянці труби, генеруючи низькочастотні збурення при відповідному числі Рейнольдса.

Показано особливості встановлення автомодельного режиму течії в гофрованій вставці. Для короткохвильового гофрування $k_1 = 0,29$ та довгохвильового гофрування $k_1 = 1,14$ визначені оптимальні амплітуди $k_3=0,17$ та $k_3=0,57$ відповідно, за яких досягається найбільша енергоефективність гофрованих вставок «незагромаджуючого» типу при числі Рейнольдса $Re = 5300$. Визначено порогове значення безрозмірної довжини хвилі гофра $k_1 = 0,7$ після якого подальше збільшення довжини хвилі не призводить до суттєвого збільшення інтенсивності тепловіддачі в діапазоні розглянутих геометричних параметрів гофрування «незагромаджуючого» типу при числі Рейнольдса $Re = 5300$. Отримані значення перепаду тиску в трубі з гофрованою вставкою не перевищують

значення в гладкій трубі більш, ніж на 7%, що дозволяє визначати енергоефективність труб з «незагромаджуючим» типом гофрованої вставки тільки за значенням інтенсифікації тепловіддачі, яка досягає 1,75 разів.

У четвертому розділі представлені результати комп'ютерного моделювання течії та теплообміну в трубах із гофрованою вставкою «загромаджуючого» типу ($R_{\text{лок}} < R_0$) та витою гофрованою вставкою при числі Рейнольдса 5300.

Виявлено, що введення на початкових ділянках труб гофрованих вставок «загромаджуючого» типу геометричні параметри яких не перевищують значення параметра $k \leq 0,086$ при $Re < 2000$ для інтенсифікації теплообміну недоцільно через наявність стаціонарних зон застою рідини в поглибленнях гофра і нехтовно малий вплив на характеристики потоку в сліді за гофрованою вставкою. При збільшенні числа Рейнольдса $Re > 3000$ гофровані вставки «загромаджуючого» типу істотно змінюють структуру течії та інтенсифікують теплообмін в зоні гофрування та вихідного патрубка до 2,1 разів. Підвищення гідравлічного опору не перевищує 15%.

На підставі проведеного чисельного моделювання були виявлені особливості формування вихрової структури течії на початковій ділянці труби із витою гофрованою вставкою при граничному перехідному числі Рейнольдса у порівнянні з осесиметричною задачею за тих самих граничних умов. Відмічено схожий характер теплогідравлічних процесів на ділянці труб $x/d \leq 14$. Зафіксована істотно раніша поява та хаотизація збурень в пристінній зоні на відстані $(14...21)x/d$ через відмінності в параметрах сітки. Показані особливості течії в області гофрування $21 \leq x/d \leq 25$, де власні збурення потоку зазнають спотворення під впливом збурень, згенерованих гофрованою вставкою. Отримано значення інтенсифікації теплообміну до 1,2 разів при збільшенні гідравлічного опору до 7%.

У п'ятому розділі проаналізовано вплив геометричних параметрів гофрованої вставки на інтенсивність теплообміну в сліді за нею. Моделювання проводилось при числі Рейнольдса $Re = 5300$ та

температурному напорі $\Delta T = 50^\circ$ ($Pr_f = 2,93$), коли початок переходу знаходиться перед гофрованою вставкою і відбувається взаємодія власних збурень примежового шару з вихровими збуреннями, що генеруються гофрованою поверхнею. Це обумовлює формування вихрової структури течії в сліді за вставкою, яка впливає на інтенсивність теплообміну у відповідній ділянці труби.

Показано, що інтенсифікація тепловіддачі після короткохвильових гофрованих вставок істотно залежить від їх амплітуди та довжини вставки. Існують порогові значення довжини короткохвильової гофрованої вставки $S = 5,7d$, та амплітуди гофрування $k_2 = 0,6$ подальше збільшення яких призводить до зменшення довжини ділянки підвищеного теплообміну в сліді. Довгохвильове гофрування має більшу довжину зони впливу ($1,15S$), ніж короткохвильове. Збільшення амплітуди гофру призводить до незначного збільшення ефективної ділянки, але існує порогове значення амплітуди по досягненні якого тепловіддача із збільшенням амплітуди не змінюється. Зона підвищеного теплообміну після витої гофрованої вставки не перевищує $1S$. Гофрування «загромаджуючого» типу, істотно впливаючи на структуру потоку в пристінній зоні, оказує суттєвий вплив на теплообмін в сліді після вставки. Ділянка інтенсифікованої тепловіддачі до 3 разів більша, ніж при «незагромаджуючому» типі.

Наукова новизна одержаних результатів. В трубі із частковим гофруванням поверхні вперше:

- досліджено особливості розвитку та генерації збурень потоку в гладких трубах та трубах із частковим гофруванням; вплив збурень на теплообмінні процеси;
- показано взаємозв'язок геометричних параметрів часткового гофрування із теплообмінними та гідродинамічними процесами в трубі;
- виконано порівняння інтенсивності тепловіддачі і гідравлічного опору в трубах із вставками різних типів гофрування та різних геометричних параметрів;

- виконано дослідження впливу гофрованої вставки на течію в сліді за нею;
- показано енергоефективність довгохвильового гофрування у порівнянні з короткохвильовим;
- представлені діапазони геометричних параметрів і відповідні діапазони чисел Рейнольдса і Прандтля за яких гофрована вставка заданих параметрів найбільш енергоефективна.

Отримані в даній роботі результати можуть використовуватися як при реконструкції вже існуючого теплообмінного обладнання так і при конструюванні сучасних енергоефективних теплообмінних апаратів. Досліджені закономірності і проведена візуалізація течії в трубах із гофрованими вставками можуть бути використані в процесі підготовки студентів теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

Ключові слова: течія в трубі, гофрування, інтенсифікація тепловіддачі, гідравлічний опір, структура течії, завихреність, градієнт динамічної в'язкості середовища, вихрова структура потоку.

ABSTRACT

Baskova O.O. Management of vortex heat and mass transfer in the elements of power equipment. - The manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 - Technical thermal physics and industrial power engineering. - National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute" MES of Ukraine, Kyiv, 2019.

The dissertation is devoted to the study of the influence of surface geometry, the value of the Reynolds number value and non-isothermal conditions in the wall

region on the energy efficiency of the initial sections of pipes with corrugated inserts in the transient flow regime.

The introduction substantiates the choice of research theme, formulates the purpose and objectives of the research, describes the research method, shows the connection with scientific programs, plans and themes, as well as the scientific novelty and practical significance of the obtained results, describes personal contribution of the author, provides information about the approbation of the dissertation results, its structure and volume.

The first section describes the different methods of heat transfer intensification, analyzes their advantages and disadvantages. The most common energy efficiency criteria and conclusions on their accuracy and feasibility are given. The data on the first studies of corrugated surfaces are given. The current state of the problem of the study of the heat transfer intensification in the application of structured surfaces in the form of corrugations is shown. The data of the intensity of heat transfer and hydraulic resistance in tubes with passive methods of heat transfer intensification are analyzed. The regularities of the development of vortex formations in corrugations of different shapes, the peculiarities of the influence of thermophysical quantities on the flow structure and thermal-hydraulic processes are revealed. The influence of perturbation accumulation in flow and flow regime on mechanisms of heat transfer and hydraulics in tubes with structured walls is considered. Comparison of the obtained data on corrugated surfaces of the same shape and with the same flow regime revealed differences between the correlations of physical quantities (thermal and hydraulic) proposed by different authors. Found also a lack of data on partial corrugation of the surface and its effect on thermal-hydraulic processes in the tube. Based on the literature review, the purpose, task, subject and object of the study are formulated.

The second section is devoted to the physical and mathematical formulation of the problem and the peculiarities of computer simulation of hydrodynamic and thermal processes in the initial sections of smooth tubes and tubes with corrugated

inserts of different geometry under conditions of non-isothermality at Reynolds transition numbers.

A system of equations describing hydrodynamic and thermal processes was obtained on the basis of the analysis of the features of non-isothermal flow structure at the initial tube sections in the range of Reynolds transition numbers for numerical experiment and computer simulation, and the finite volume method was chosen as a method for its sampling. The choice of direct numerical simulation method from the ANSYS Fluent software package for the reproduction of processes in the studied objects is grounded.

The choice of interpolation scheme with "differences against flow" for finding unknown quantities at the boundaries of the finite volume and the scheme of interpolation of the equation of correction - the second order scheme (Second Order Scheme) is justified. The features of SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent) algorithm for connection of pressure and velocity fields are considered and its suitability for solving the set tasks is proved.

The features of constructed partition nets for each type of corrugation are described.

The third section consider the structure of a vortex non-isothermal flow and its effect on heat transfer processes at the initial section of a smooth tube and a tube with a corrugated insert of $R > R_0$ at Reynolds transition numbers.

The features of emergence and development of vortex perturbations in laminar flow are investigated. The dependence of the vortex structure of the flow on the flow non-isothermal and geometric parameters of the tube corrugation is shown. An analytical expression of the velocity profile dependent on the variable value of the dynamic viscosity of the medium is obtained, which has a point of inflection inside the thermal boundary layer and satisfies the necessary condition for the instability of the flow while reducing the dynamic viscosity of the medium.

It is shown that the intensification of perturbations in a non-isothermal flow, in comparison with an isothermal flow at the same Reynolds number, is determined by the value of the negative viscosity gradient of the medium relative

to the tube surface. The temporal and spatial scales of the eddy current structure depend on the Reynolds number and the corrugation parameters of the pipe surface. With a certain ratio of dimensionless lengths and amplitudes of the surface waves attributed to the radius of the tube, corrugated inserts can be regularizers of flow at the initial section of the pipe, generating low-frequency perturbations at the corresponding Reynolds number.

The peculiarities of setting the self-driving flow regime in the corrugated insert are shown. For short-wave corrugation $k_1 = 0,29$ and long-wave corrugation $k_1 = 1,14$, the optimal amplitudes $k_3 = 0,17$ and $k_3 = 0,57$ respectively are determined, for which the highest energy efficiency of corrugated inserts of the "non-clogging" type at Reynolds number $Re = 5300$ is achieved. The threshold value of dimensionless corrugation wavelength $k_1 = 0.7$ is determined, after which further increase of the wavelength does not lead to a significant increase in the heat transfer intensity in the range of considered geometric parameters of corrugation of the "non-clogging" type at Reynolds number $Re = 5300$. The obtained values of pressure drop in the corrugated tube do not exceed the value in the smooth tube by more than 7%, which allows to determine the energy efficiency of pipes with "non-clogging" type of corrugated insert only by the value of heat transfer intensification, which reaches 1,75 times.

The fourth section presents the results of computer simulation of flow and heat exchange in tubes with a corrugated insert of "cluttering" type ($R < R_0$) and a spiral corrugated insert with Reynolds number 5300.

It is revealed that the using of the "cluttering" type corrugated inserts on the initial sections of the tubes with geometrical parameters that does not exceed $k \leq 0,086$ at $Re < 2000$ for intensification of heat transfer is impractical due to the presence of stationary zones of fluid stagnation in the recesses of the corrugation and negligible influence of corrugation on flow characteristics behind the corrugated insert. When the Reynolds number increases $Re > 3000$, the corrugated inserts of the "cluttering" type substantially alter the flow structure and intensify the heat transfer in the area of corrugated insert area and pipe's outlet up to 2,1

times. The increase in hydraulic resistance after the using of the corrugated insert is not more than 15%.

On the basis of the numerical simulation the peculiarities of the vortex structure formation of the flow at the initial section of the tube with a spiral corrugated insert at the Reynolds boundary number in comparison with the axisymmetric problem under the same boundary conditions were revealed. A similar character of thermal-hydraulic processes in the tube section $x/d \leq 14$ is noted. A much earlier appearance and chaotization of perturbations in the near-wall zone at a distance of $(14...21)x/d$ were recorded due to differences in the grid parameters. The features of the flow in the corrugation region $21 \leq x/d \leq 25$ are shown, where the own perturbations of the flow are distorted by the perturbations generated by the corrugated insert. The value of heat transfer intensification in the zone of corrugation and outlet tube section was obtained up to 1,2 times with increasing hydraulic resistance up to 7%.

The fifth section analyzes the effect of the corrugated insert geometry parameters on the heat transfer intensity behind it. The simulation was carried out at Reynolds number $Re = 5300$ and temperature difference $\Delta T = 50^\circ$ ($Pr_f = 2,93$), when the transition processes starts before the corrugated insert and interaction of the perturbations of the boundary layer with the eddy perturbations generated by the corrugated surface occurs. This causes the formation of a vortex flow structure in the trail of the insert, which affects the intensity of heat transfer in the corresponding section of the tube.

It is shown that the intensification of heat transfer after short-wave corrugated inserts of the "non-cluttering" type depends essentially on their amplitude and the length of the insert. There are thresholds for the length of the short-wave corrugated insert $S = 5,7d$, and the corrugation amplitudes $k_2 = 0,6$ further increase of which leads to a decrease in the length of the section of high heat transfer in the trace. Long-wave "non-cluttering" corrugation has a longer impact zone length $(1,15S)$ than short-wave. Increasing the amplitude of the corrugation leads to a slight increase in the effective area, but there is a threshold

value of the amplitude at which the heat transfer with the increase of the amplitude does not change. The zone of high heat transfer after spiral corrugated insert does not exceed 1S. Corrugation of the "cluttering" type significantly affecting the flow structure in the wall zone, has a significant effect on the heat transfer in the trace after insertion. The area of intensified heat transfer is up to 3 times larger than in the case of "non-cluttering" type.

Scientific novelty of the obtained results. For the first time:

- the peculiarities of flow perturbations development and generation in smooth tubes and tubes with partial corrugation are investigated; influence of disturbances on heat transfer processes investigated;
- the relationship of the geometric parameters of partial corrugation with the heat transfer and hydrodynamic processes in the tube is shown;
- comparison of heat transfer and hydraulic resistance in tubes with inserts of different types of corrugation and different geometrical parameters is made;
- the effect of corrugated insert on the flow in the trace behind is investigated;
- shows the energy efficiency of long-wave corrugation compared to short-wave;
- presents geometric parameter ranges and corresponding ranges of Reynolds and Prandtl numbers for which the corrugated insertion of the given parameters is the most energy efficient.

The results obtained in this work can be used both in the reconstruction of already existing heat exchange equipment and in the design of modern energy efficient heat exchangers. The studied regularities and the visualization of the flow in the tubes with corrugated inserts can be used in the preparation of students of the Heat Engineering Faculty of the National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute".

Keywords: flow in a tube, corrugation, intensification of heat transfer, hydraulic resistance, flow structure, vorticity, gradient of dynamic viscosity of medium, vortex flow structure.

Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. О. Баскова, Voropaiev G. Investigation of flow structure and heat exchange formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/8 (87). P. 40 – 45.
2. Баскова А.А., Воропаев Г.А. Влияние геометрии гофрированной поверхности на структуру течения и интенсивность теплообмена в трубе. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2018. Т. 52, № 2. С. 85 – 95.
3. Баскова А.А. Интенсификация теплообмена в трубах с гофрированными вставками “загромождающего” типа. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2018. Т. 53, № 3. С. 70 – 78.
4. О. Баскова, Voropaiev G. Influence of the flow structure formation on heat transfer processes in tubes with spiral corrugation inserts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 3/8 (99). P. 29 – 35.
5. Воропаев Г.А., Баскова А.А. Моделирование процесса перехода в трубах со спиральным гофрированием. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2019. № 8. С. 75 – 81.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:.

6. Баскова О.О., Воропаев Г.О. Управление вихровым тепломасообменом в элементах энергетического оборудования. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету. Том 1. (Україна, м. Київ, 18–21 квітня 2016 р).* Київ, 2016. С. 75.

7. Баскова О.О., Воропаєв Г.О. Теплогидравлічні характеристики трубопроводу з гофрованою поверхнею обладнання. *Комп'ютерна гідромеханіка: П'ята міжнародна науково-практична конференція*. (Україна, м. Київ, 29-30 вересня 2016 р.). Київ, 2016. С. 8 – 9.
8. Баранюк А.В., Баскова А.А., Воропаєв Г.А., Письменный Е.Н. Рева С.А. Гидродинамика и теплообмен в винтообразных трубах. *Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: VI Всероссийская конференция с международным участием*. (Россия, г. Новосибирск, 21–23 ноября 2017 р.). Новосибирск, 2017. С. 13.
9. Баскова О.О., Воропаєв Г.О. Управління вихровим тепломасообміном в елементах енергетичного обладнання. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів. Том 1*. (Україна, м. Київ, 18–21 квітня 2017 р.). Київ, 2017. С. 67.
10. Баскова О.О., Воропаєв Г.О. Вплив геометрії поглиблення гофрованої поверхні на структуру течії та інтенсивність теплообміну в трубі. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів. Том 1*. (Україна, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р.). Київ, 2018. С. 87.
11. Баскова О.О. Теплогидравлические характеристики труб с гофрированными вставками «загромождающего» и «незагромождающего» типа. *Комп'ютерна гідромеханіка: Шоста міжнародна науково-практична конференція*. (Україна, м. Київ, 26-27 вересня 2018 р.). Київ, 2018. С. 6 – 8.
12. Baskova O., Voropaiev G. Development Of The Discrete Vortex Structure In The Internal Flow At the Transition To Turbulence *VIII International conference on vortex flows mechanics* (China, X`ian, 15-18 October 2018). Сіань, 2018. P. 9 – 10.
13. Воропаєв Г.А., Загуменный Я.В., Баскова А.А. Численный анализ переходных процессов в пограничных слоях внутренних и внешних течений.

Final AMMODIT Conference «Mathematics for Life Sciences». (Ukraine, Kyiv, March 18 - 22, 2019). Київ, 2019. С. 228 – 230.

14. Баскова О.О., Воропаєв Г.О. Взаємозв'язок структури течії та інтенсивності теплообміну на початковій ділянці труби при перехідних числах Рейнольдса. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів. Том 1.* (Україна, м. Київ, 23–26 квітня 2019 р.). Київ, 2019. С. 127.

15. Bascova O.O. Flow structure formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers. *XIX International Conference «Dynamical system modelling and stability investigation».* (Україна, м. Київ, 22-24 травня 2019). Київ, 2019. Р. 8 – 9.

ЗМІСТ

Перелік основних умовних позначень.....	18
Вступ.....	20
1 Літературний огляд.....	26
1.1 Історія питання.....	26
1.2 Методи інтенсифікації теплообміну в теплообмінних апаратах.....	27
1.3 Критерії ефективності.....	30
1.4 Дослідження методів пасивної інтенсифікації теплообміну.....	31
1.5 Мета та завдання дослідження.....	48
2 Підготовка до проведення чисельного експерименту.....	50
2.1 Особливості комп'ютерного моделювання перехідного режиму течії в трубах із частковим гофруванням.....	50
2.2 Режимні параметри течії в трубі.....	59
2.3 Об'єкт дослідження та підготовка до чисельного експерименту....	59
2.4 Висновки по розділу 2.....	65
3 Теплообмін і гідродинаміка на початкових ділянках труб із гофрованими вставками «незагромаджуючого» типу.....	67
3.1 Гідродинамічні особливості течії в трубах із гофрованими вставками «незагромаджуючого» типу.....	67
3.2 Теплообмінні процеси в трубах із гофрованими вставками «незагромаджуючого» типу.....	82
3.3 Висновки по розділу 3.....	88
4 Теплообмін і гідродинаміка на початкових ділянках труб із гофрованими вставками «загромаджуючого» типу. Вплив гофрованої вставки на течію в сліді.....	90
4.1 Особливості структури потоку і теплових процесів в трубах із гофрованими вставками «загромаджуючого» типу.....	90
4.2 Структура потоку та інтенсивність теплообміну в трубах з витою гофрованою вставкою.....	100
4.3 Порівняльний аналіз структури течії та її впливу на теплові та	

гідравличні параметри труб з витими гофрованими поверхнями та гладких труб.....	108
4.4 Висновки по розділу 4.....	112
5 Вплив гофрованої вставки на теплові і гідравличні параметри течії в сліді за нею.....	115
5.1 Взаємозв'язок типу гофрування та його геометричних параметрів із інтенсивністю теплообміну в сліді за гофрованою вставкою.....	115
5.2 Висновки по розділу 5.....	121
Висновки.....	122
Список використаних джерел.....	125
Додаток А. Порівняння теплових і гідравличних параметрів труб із різними геометричними, режимними, температурними параметрами.....	135
Додаток Б. Практичне застосування результатів досліджень.....	138
Додаток В. Публікації за темою дисертації.....	140

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- r - локальний радіус, м;
 R - радіус труби, м;
 d - діаметр труби, м;
 z - відстань від входу в трубу, на якій зафіксована поява коливань;
 L_1 - довжина вхідного патрубка, м;
 L_2 - довжина вихідного патрубка, м;
 l_{ef} - довжина ділянки підвищеної тепловіддачі в сліді за гофрованою вставкою, м;
 S - довжина гофрованої вставки, м;
 a - напівглибина гофрування, м;
 a_1 - величина виступаючої над поверхнею труби частини гофру, м;
 a_2 - величина «загромаджуючої» потік частини гофру, м;
 w - довжина хвилі гофра, м;
 F - площа теплообмінної поверхні, м²;
 u - швидкість, м/с;
 U_0 - середньовитратна швидкість, м/с;
 τ - час, с;
 μ - динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;
 ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;
 ρ - густина, кг/м³;
 ξ - коефіцієнт опору;
 q - щільність теплового потоку, Вт/м²;
 Q - тепловий потік, Вт;
 α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К);
 λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
 δ - товщина примежового шару, м;

T - температура, К;

P - тиск, Па;

ΔT - температурний напір, К;

ΔP - перепад тиску, Па.

Безрозмірні комплекси:

$$Nu = \frac{\alpha d_1}{\lambda} \text{ - число Нуссельта;}$$

$$Re = \frac{U_0 d}{\nu} \text{ - число Рейнольдса;}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{ - число Прандтля;}$$

$$k = \frac{a_2}{d} \text{ - безрозмірний геометричний параметр гофрування}$$

«загромаджуючого» типу;

$$k_1 = \frac{w}{R} \text{ - безрозмірна довжина гофрування «незагромаджуючого» типу;}$$

$$k_2 = \frac{2a}{w} \text{ - безрозмірний геометричний параметр гофрування}$$

«незагромаджуючого» типу;

$$k_3 = \frac{2a}{R} \text{ - безрозмірна глибина гофрування «незагромаджуючого» типу.}$$

Індекси:

f – рідина;

w – стінка;

o – вісь;

0 , гл – значення в гладкій трубі.

ВСТУП

Актуальність роботи. Процеси генерації, перетворення, використання та утилізації теплової енергії найчастіше потребують наявності відповідного устаткування. Сьогодні для розвитку промисловості та енергетики потрібні все більш потужні теплосилові установки. Але більша потужність доволі часто означає більші розміри і масу теплообмінного апарата, що наближаються до розмірів і маси самої установки. Тому одним із найактуальніших питань, наряду із збільшенням енергетичної ефективності устаткування, є зменшення його масогабаритних параметрів. Пасивні методи інтенсифікації можуть бути найбільш вдалим вирішенням проблеми. Їх використання не потребує додаткового підведення енергії, інтенсифікація тепловіддачі відбувається завдяки розвиненню площі теплообмінної поверхні та зміни структури потоку, його параметрів. Але, нажаль, ці методи мають свій істотний недолік – збільшення гідравлічних втрат, що обумовлює збільшення втрат на прокачування теплоносія. На сьогоднішній день, в умовах дефіциту паливних ресурсів, підвищення ефективності роботи теплообмінних апаратів з одночасним зниженням експлуатаційних витрат є особливо актуальним. Застосування структурованих поверхонь, як одного із способів пасивної інтенсифікації теплообміну і управління потоком, дає можливість стабілізувати або дестабілізувати течію за рахунок утворення вихрових структур і таким чином дозволяє досягти оптимального співвідношення між інтенсивністю тепломасопереносу та супутніми гідравлічними втратами.

На даний момент в літературі досить активно обговорюється проблема ефективного управління потоком з метою збільшення теплообміну. Але, разом з тим, немає єдиної точки зору на механізм інтенсифікації при обмеженні енерговитрат. Структурування теплообмінної поверхні у вигляді гофрів синусоїдальної форми дозволяє збільшити тепловіддачу за рахунок турбулізації і руйнування прилеглої шару вихровими структурами, а

через особливості структури потоку у поглибленнях гофрів гідравлічні втрати є мінімальними. Ці особливості привернули увагу багатьох дослідників і на цей час проведена значна кількість досліджень гофрованих поверхонь. Перші дослідження прийшли на початок XX ст., на період розвитку котлобудування, коли було відмічене істотне збільшення міцності конструкції та інтенсивності тепловіддачі при заміні гладкостінних труб на гофровані. Проводилися дослідження впливу кута гофрування [1], інтенсивності тепловіддачі гофрованих поверхонь різних геометричних параметрів, зібраних у пакет [2], впливу форми гофрування (сфероподібної [3-5], синусоїдальної [3, 5, 6], трикутної [7-8] та інш.), типу гофрування (пряме [3, 6, 9], вите [4, 10-16]) та форми труби (пряма та вита [17]). Кожний тип гофрування досліджувався в певному діапазоні чисел Рейнольдса (див. додаток А) і висновки щодо енергоефективності суттєво відрізняються, як наприклад в [1-2].

Ламінарний режим досліджувався в [2, 3, 5, 11 та інш.] і є досить суперечливі дані щодо доцільності використання гофрування при даному режимі [3, 11]. Турбулентний режим в цілому показав істотну інтенсифікацію тепловіддачі, яка проте суттєво залежить від геометрії гофру [13-16 та інш.]. Перехідний режим цілеспрямовано майже не досліджувався, як і теплообмін на початкових ділянках труб, коли динамічний і тепловий примежові шари ще не заповнили весь перетин труби. Але саме такий режим течії спостерігається в ТОА із невеликою довжиною труб, де течія характеризується малою товщиною примежового шару, який можна розглядати як додатковий термічний опір.

Не в усіх роботах досліджувався вплив залежності теплофізичних властивостей теплоносія від температурного поля потоку на його теплогідравлічні властивості. Відомо, що при великих температурних градієнтах в багатьох теплоносіях наявні градієнти в'язкості в пристінній зоні, які обумовлюють товщину примежового шару і ступінь його турбулізації. Вплив цих параметрів на інтенсивність теплообміну є

вирішальним. Також більшість досліджень проводилися на повністю гофрованій поверхні із суттєвим збільшенням гідравлічного опору, особливо в турбулентному режимі. Дослідження часткового гофрування, яке б дозволило суттєво знизити втрати на прокачування теплоносія при незначному зменшенні інтенсивності теплообміну, не проводилися.

Отже для створення сучасного енергоефективного компактного теплообмінного устаткування на основі гофрованих труб необхідні систематизація та узагальнення існуючих даних і більш глибокий аналіз впливу кожного режимного, теплофізичного, геометричного параметру на теплогідравлічні властивості потоку. Необхідне подальше дослідження теплообміну і гідродинаміки потоку в трубах як із повністю розвиненою поверхнею, так і з частковим гофруванням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Окремі результати даної дисертаційної роботи пов'язані із науково-дослідницькою роботою, що проводиться на кафедрі атомних електричних станцій та інженерної теплофізики КПІ ім. Ігоря Сікорського: №2111-ф "Процеси теплообміну і гідродинаміки у мініатюрних двофазних системах", реєстраційний номер №0118U003539, №2207-п "Дослідження теплогідравлічних процесів в елементах систем тепловідведення для перспективних об'єктів атомної енергетики", реєстраційний номер №0119U001065.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи - визначення впливу геометрії теплообмінної поверхні, режиму течії і напрямку теплового потоку на гідравлічні і теплові характеристики потоку на початковій ділянці труби. Для досягнення цієї мети були поставлені та вирішені наступні завдання:

- провести розгляд існуючих методів інтенсифікації теплообміну у внутрішніх течіях та виконати аналіз їх ефективності при різних параметрах потоку;

- провести дослідження впливу залежності теплофізичних параметрів потоку від температурного поля на теплові і гідравлічні параметри течії в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса;
- встановити взаємозв'язок геометрії теплообмінної поверхні із гідравлічними і тепловими параметрами потоку;
- виконати порівняльний аналіз впливу на теплогідравлічні параметри потоку гофрування, що «загромаджує» і «не загромаджує» потік, витого гофрування;
- виявити термодинамічні і енергетичні особливості течії на початкових ділянках труб із частковим гофруванням;
- дослідити взаємовплив гофрів у гофрованих вставках, його теплогідравлічні особливості;
- визначити вплив гофрованої вставки на гідродинамічні і теплові характеристики течії після неї;
- розробити рекомендації щодо проектування структурованих поверхонь, які інтенсифікують теплообмін при мінімальних гідравлічних втратах в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса.

Об'єкт дослідження - теплогідравлічні процеси во внутрішніх течіях при перехідних числах Рейнольдса.

Предмет дослідження - вплив геометричних параметрів структурованої поверхні труб на динамічні і теплові характеристики внутрішніх течій.

Методи дослідження. Виконано математичне моделювання течії в'язкого нестисливого теплоносія в гладкій та гофрованих трубах із різними геометричними параметрами гофрування для умов неізотермічного потоку та потоку з постійною температурою. Чисельний експеримент проводився із застосуванням програмного комплексу ANSYS Fluent. Обрано математичну модель ламінарної течії та проведено її верифікацію шляхом порівняння з результатами експериментів. Достовірність отриманих результатів гарантована сертифікатами якості програмного пакета, що підтверджують

його відповідність міжнародним стандартам та наявність сертифіката якості ISO.

Наукова новизна одержаних результатів. В трубі із частковим гофруванням поверхні вперше:

- досліджено особливості розвитку та генерації збурень потоку в гладких трубах та трубах із частковим гофруванням; вплив збурень на теплообмінні процеси;
- показано взаємозв'язок геометричних параметрів часткового гофрування із теплообмінними та гідродинамічними процесами в трубі;
- виконано порівняння інтенсивності тепловіддачі і гідравлічного опору в трубах із вставками різних типів гофрування та різних геометричних параметрів;
- виконано дослідження впливу гофрованої вставки на течію в сліді за нею;
- проведено порівняння енергоефективності «загромаджуючого» та «незагромаджуючого» типів гофрування;
- представлені діапазони геометричних параметрів і відповідні діапазони чисел Рейнольдса і Прандтля за яких гофрована вставка заданих параметрів найбільш енергоефективна.

Практичне значення отриманих результатів. Отримані в даній роботі результати можуть використовуватися як при реконструкції вже існуючого теплообмінного обладнання так і при конструюванні сучасних енергоефективних теплообмінних апаратів. Досліджені закономірності і проведена візуалізація течії в трубах із гофрованими вставками можуть бути використані в процесі підготовці студентів теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

Особистий внесок здобувача. Постановка мети і задач дослідження, розробка методології і математичної моделі здійснювались спільно з науковим керівником. Здобувачем виконано огляд літературних джерел,

проведено чисельний експеримент по дослідженню теплообміну і гідродинаміки потоків в трубах із гофрованими вставками. Спільно з науковим керівником виконано аналіз отриманих даних, отримані узагальнюючі співвідношення. Здобувачем зроблено порівняння отриманих результатів з експериментальними дослідженнями інших авторів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи були представлені на XIV, XV, XVI, XVII Міжнародних науково-практичних конференціях аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, м. Київ, 18-21 квітня 2016 р., 25-28 квітня 2017 р., 24-27 квітня 2018 р., 23-26 квітня 2019 р.), на П'ятій та Шостій міжнародних науково-практичних конференціях «Комп'ютерна гідромеханіка» (Україна, м. Київ, 29-30 вересня 2016 р., 26-27 вересня 2018 р.), на VI Всеросійській конференції з міжнародною участю «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Росія, м. Новосибірськ, 21-23 листопада 2017р.), VIII International conference on vortex flows mechanics (China, X`ian, 15-18 October 2018), XIX International Conference «Dynamical system modelling and stability investigation» (Україна, м. Київ, 22-24 травня 2019), Final AMMODIT Conference «Mathematics for Life Sciences» (Ukraine, Kyiv, March 18 - 22, 2019).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи представлені у 15 публікаціях наукових робіт, серед яких: 5 статей у наукових спеціалізованих виданнях України, з яких дві представлені у виданні, що включено до міжнародних наукометричних баз даних Scopus, Copernicus та інш.; 10 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації складає 143 сторінки, 63 ілюстрації, 5 таблиць, список літератури, що включає 88 найменувань, 3 додатка на 9 сторінках.

1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1 Історія питання

Перші згадування про інтенсифікацію теплообміну шляхом переходу від природньої конвекції до примусової можна знайти ще в роботах Ісаака Ньютона за 1701 р. Проте тільки із розповсюдженням у промисловості парових котлів, тобто у кінці XIX ст. – початку XX ст. серед інженерного та наукового суспільств виникає справжній інтерес до цієї проблеми.

У 1897 році Самсон Фокс [10] запропонував хвилясті (гофровані) жарові труби (патент Великобританії №1097 від 1877 р.) із кільцевою та спіральною накаткою.

У кінці XIX ст. – початку XX ст. найбільш розповсюдженими типами гофрованих жарових труб були труби Фокса, Морисона, Пурвса і Дейтона [18] (рис. 1.1):

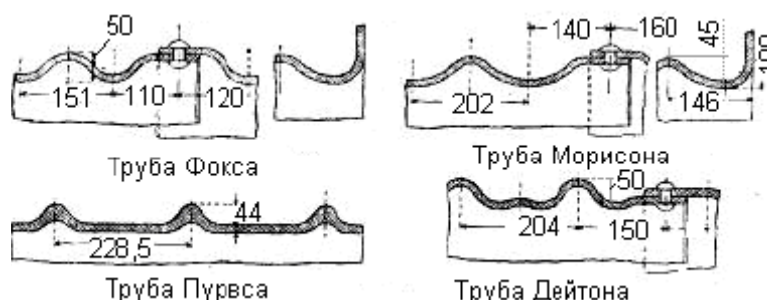


Рисунок 1.1 – Типи гофрованих труб для жаротрубних котлів [10]

В цей період також знаходять своє застосування спіральні труби, що згадуються в енциклопедії Брокгауза та Ефрона 1890-1907 рр [18].

Винайдені у кінці XIX ст. – початку XX ст. методи збільшення теплообміну актуальні і понині. В подальші роки проводилося їх удосконалення, розроблювалася теорія, заповнювалися прогалини у дослідженнях. І до теперешнього дня проблема у досягненні оптимальних параметрів тепломасоперенесу та супутніх гідравлічних втрат не стає менш актуальною. Впровадження досконалих з точки зору енергоефективності

теплообмінних апаратів може сприяти економічному розвитку промисловості.

1.2 Методи інтенсифікації теплообміну в теплообмінних апаратах

Однофазні течії можна поділити на внутрішні та зовнішні, ламінарні і турбулентні. При ламінарній і турбулентній течії механізми інтенсифікації теплообмінних процесів полягають у збільшенні поверхні теплообміну, руйнуванні примежового шару та перебудуванні профілю температур [19].

Найчастіше збільшення поверхні теплообміну відбувається за рахунок її ребрення. Коефіцієнт тепловіддачі між рідиною та поверхнею теплообміну в такому разі має вид [20]: $Q = \alpha F \Delta T$, де ΔT - різниця температур між рідиною та стінкою.

Комплекс αF характеризує здатність поверхні передавати теплоту. Існує три шляхи збільшення αF [10]:

1. Збільшувати площу теплообмінної поверхні F при $\alpha = const$.
2. Збільшувати коефіцієнт тепловіддачі α при постійному значенні площі теплообмінної поверхні.
3. Одночасне збільшення коефіцієнту тепловіддачі та площі теплообміну.

Поверхні, що призводять до збільшення коефіцієнта тепловіддачі при незначному збільшенні площі теплообміну називаються інтенсифікованими поверхнями теплообміну.

Збільшити інтенсивність тепловіддачі можна шляхом руйнування або зменшення товщини примежового шару [21]. Досягти цього можна за рахунок зміни структури пристінної течії, використовуючи різні методи інтенсифікації теплообміну. А.Е. Бергліс поділяє методи інтенсифікації теплообміну на пасивні, активні та складні [22].

В пасивних методах збільшення інтенсивності тепловіддачі відбувається за рахунок зміни площі поверхні теплообміну, встановлення

додаткових пристроїв та вставок, зміни конструкції теплообмінного каналу. Але при цьому відбувається різке зростання гідравлічного опору. Активні методи потребують зовнішнього підводу енергії (механічне перемішування, вібрація поверхні). Складні методи являють собою комбінації двох чи більше пасивних та/або активних методів.

Згідно А.Е. Бергелсу можна виділити наступні методи пасивної інтенсифікації процесів теплообміну [22]:

1. Оброблені, текстуровані поверхні – теплообмінні поверхні, що мають дрібні деформації, отримані при обробці цих поверхонь або при нанесенні покриттів, як в [23]. Через малу для зміни інтенсивності однофазної течії шорсткість, використовуються при кипінні та конденсації.

2. Шорсткі поверхні – характеризуються формою поверхні, що сприяє розвитку турбулентності без збільшення площі теплообмінної поверхні. Використовуються при однофазній течії [24-31].

3. Розвинені поверхні – забезпечують ефективне збільшення площі теплообмінної поверхні. Окрім розвинення площі ребра збурюють потік, що призводить до додаткового інтенсифікування тепловіддачі [32-37].

4. Перемішуючі пристрої – вставки, що насамперед використовуються при вимушеній конвекції для покращення процесів переносу перпендикулярно до поверхні теплообміну, «перемішуючи» теплоносій від поверхні теплообміну до основного потоку [38, 39].

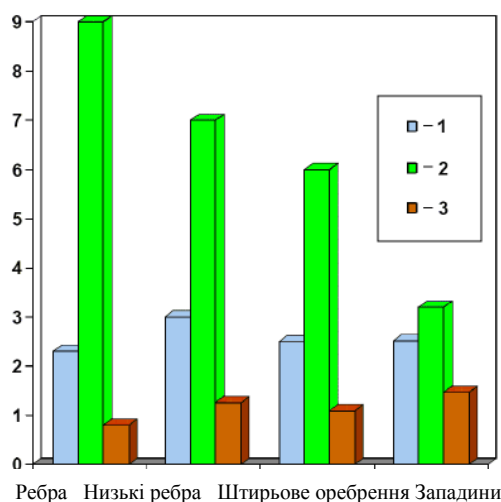
5. Пристрої закрутки потоку сприяють появі і розвиненню вторинної циркуляції в потоці. До них відносяться спіральні стрічки, шнеки, виті труби, різні форми входу та виходу [40-43]. Використовуються як для однофазних, так і для двофазних потоків.

6. Змійовики. Сприяють компактності пристрою, виникненню вторинних течій та вихрів Дина, котрі сприяють інтенсифікації тепловіддачі в умовах однофазної течії та кипіння [17, 29].

7. Пристрої поверхневого натягу – капілярні або жолобчасті поверхні, які направляють та збільшують потоки рідини до зон кипіння, або від зон конденсації [44-46].

8. Присадки для рідких теплоносіїв, що включають в себе тверді частинки або газові бульбашки для зменшення сил поверхневого натягу при кипінні. Добавки в газовий потік крапель рідини або твердих частинок сприяють руйнуванню примежового шару за рахунок їх зіткнення із стінками та додатковому переносу теплоти від основного потоку до стінок.

Порівняння теплогідравлічної ефективності поверхонь із різними інтенсифікаторами теплообміну представлено на рис. 1.2 [47]:



1 – інтенсифікація теплообміну у порівнянні із гладкою поверхнею; 2 – збільшення гідравлічного опору у порівнянні із гладкою поверхнею; 3 – теплогідравлічна ефективність

Рисунок 1.2 – Теплогідравлічна ефективність поверхонь із різними інтенсифікаторами теплообміну [47]

Таким чином за даними авторів [29, 47, 48] найбільш оптимальний баланс між інтенсифікацією тепловіддачі і ростом гідравлічного опору досягається при розвиненні теплообмінних поверхонь за рахунок утворення на них заглиблень. Теплогідравлічна ефективність цього пасивного методу інтенсифікації обумовила його широке використання в промисловості і енергетиці.

1.3 Критерії ефективності

На сьогоднішній день існує багато різних критеріїв, що утруднює оцінку ефективності заходів з інтенсифікації тепловіддачі. В рамках даної дисертації будуть розглянуті критерії теплогідравлічної ефективності, що пов'язують характеристики каналів з інтенсифікаторами та еквівалентних гладких каналів.

Кожен із комплексів $\alpha F / (\alpha_0 F_0)$, N / N_0 , де $N = U \Delta P$, F / F_0 може бути основним при описанні ефекту від інтенсифікації, якщо інші комплекси будуть дорівнювати одиниці. Для порівняння поверхонь із різними способами інтенсифікації теплообміну використовують лінійне відношення чисел Нусельта, яке характеризує ефективність передачі теплоти, до росту опору при вводі інтенсифікаторів, яке називають аналогією Рейнольдса (1.1):

$$k = \frac{Nu / Nu_0}{Cf / Cf_0}. \quad (1.1)$$

Але це відношення не відповідає більшості результатів експериментів, які добре апроксимуються кривою Нуннера [47] (1.2):

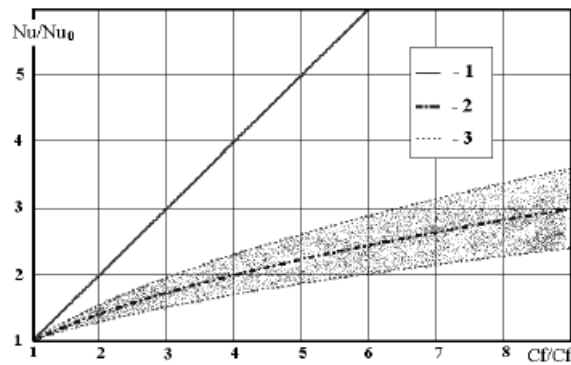
$$Nu / Nu_0 = \sqrt{Cf / Cf_0}. \quad (1.2)$$

Графічне порівняння аналогії Рейнольдса та кривої Нуннера із експериментальними результатами показано на рис. 1.3.

Отже, для оцінки ефективності методів інтенсифікації тепловіддачі, бажано використовувати квадратичну залежність (1.3):

$$E = \frac{Nu / Nu_0}{\sqrt{Cf / Cf_0}}. \quad (3)$$

де E - основний показник (теплогідравлічної, економічної) ефективності теплообмінного обладнання [49].



1 - аналогія Рейнольдса; 2 – крива Нуннера; 3 – область відомих експериментальних даних по методам інтенсифікації, окрім вихрових

Рисунок 1.3 – Вплив способів інтенсифікації теплообміну на відношення Nu / Nu_0 в залежності від Cf / Cf_0 [47]

Рационально обрані геометричні параметри інтенсифікаторів теплообміну забезпечують оптимальне співвідношення між переданою кількістю теплоти Q і потужністю, затраченою на прокачування теплоносіїв N . Відповідно зростає коефіцієнт інтенсифікації теплообміну для ТОА: $E = Q / N$. Одночасно досягається ефект енергозбереження, тобто економія витрат електроенергії або палива на власні потреби енергоустановки.

Використання інтенсифікаторів теплообміну доцільно лише в тому випадку, якщо виконуються умови $E > E_0$. Відповідно, принципове завдання проектування теплообмінного обладнання із пасивною інтенсифікацією теплообміну полягає в пошуку варіанту інтенсифікації, який задовольняв би цій умові.

1.4 Дослідження методів пасивної інтенсифікації теплообміну

Аналіз теплогідравлічних властивостей дискретно шорсткуватих каналів, приведений в [49] показав, що при турбулентній течії в каналах

інтенсифікатори тепловіддачі в формі поперечних виступів можуть скоротити витрату електроенергії на власні потреби енергоустановки на (5...26)%. Одночасно економія матеріалів на виготовлення трубного пучка теплообмінника складе (30...61)% в залежності від значення числа Рейнольдса [49].

У ламінарній області течії, в діапазоні чисел $Re = 80 \dots 1000$, дискретні поперечні виступи також є максимально ефективними інтенсифікаторами теплообміну [49]. Енергозберігаючий і ресурсозберігаючий потенціали дискретно шорсткуватих каналів при ламінарному режимі значно вище, ніж при турбулентному. При оптимальних геометричних параметрах виступів ($h / d = 0,1$; $s / h = 6,6$) економія енергії на прокачування теплоносіїв через теплообмінник може скласти 16% - 272%, що відповідає $E = 1,16 \dots 3,72$. Маса трубного пучка теплообмінника може бути зменшена в 1,96...6,51 раз ($Nu / Nu_{2l} = 1,96 \dots 6,51$) в залежності від конкретних величин чисел Re . Інтенсифікація тепловіддачі Nu / Nu_{2l} в кілька разів (в 1,25...3 рази) перевищує наростання гідравлічного опору ξ / ξ_{2l} .

Актуальна в енергетиці проблема забруднення і чищення теплообмінного устаткування також може бути вирішена за допомогою дискретних виступів. Експериментально виявлено, що при турбулентному обтіканні водою підвищеної жорсткості зовнішньої і внутрішньої поверхні труб з торованими виступами відкладення солей знижується в 3 - 5 разів в порівнянні з гладкою трубою [50]. У трубі з виступами забруднення відкладаються еквідистантно вихідній поверхні, ефект інтенсифікації теплообміну зберігається в забрудненій трубі і навіть може зростати [49]. Ймовірно, можлива експлуатація теплообмінників з інтенсифікаторами теплообміну без операцій очищення апаратів протягом всього періоду роботи, так як товщина забруднень в трубі з виступами після певного проміжку часу роботи практично стабілізується на допустимому рівні. Очевидно, що вказана властивість труб з виступами служить додатковим аргументом на користь їх застосування в промисловості.

До штучної шорсткості можна також віднести різьблення, що створюється на внутрішній поверхні каналу із метою покращення його теплової ефективності. Автори [51] провели експериментальне дослідження теплопередачі і гідравлічного опору в горизонтальній трубі круглого перетину із внутрішньою різьбою кроком 1 см і 0,5 см. В якості робочої рідини було обране повітря. Діапазон чисел Рейнольдса в експерименті змінювався від 17000 до 30000. Дослідження проводилося на горизонтальній алюмінієвій трубі із граничними умовами 2-го роду – постійним і рівномірним потоком тепла на стінках. Отримані експериментальні дані показали, що збільшення числа Рейнольдса в межах розглянутого діапазону викликає більшу турбулізацію потоку повітря, завдяки якій інтенсивність передачі тепла збільшується до 5 разів. При цьому у трубі з різьбою 0,5 см потік більш турбулізований, що, в свою чергу, збільшує коефіцієнт теплопередачі.

Різьблення 0,5 см дає до 30 % більше значення інтенсивності теплопередачі в порівнянні з різьбленням 1 см. Із зменшенням кроку внутрішньої різьби збільшується швидкість передачі тепла, але також збільшується і коефіцієнт тертя (до 10%). Отже якщо розглядати такий метод інтенсифікації, як різьблення, потрібно основну увагу приділити залежності енергетичної ефективності від геометрії поверхні і діапазону чисел Рейнольдса. При низьких (менше 20000) та високих (близько 30000) Рейнольдсах теплові та гідравлічні параметри в трубах із різним різьбленням мало відрізняються.

Різьблення можна розглядати як окремий випадок такого методу пасивної інтенсифікації, як гофрування.

Кут гофрування істотно впливає на інтенсивність тепловіддачі. У роботі авторів [1] дослідження теплопередачі проводилося в гофрованих пластинчастих теплообмінниках (PHEs) з трьома різними кутами гофрування 30°, 40° і 50° (рис. 1.4):

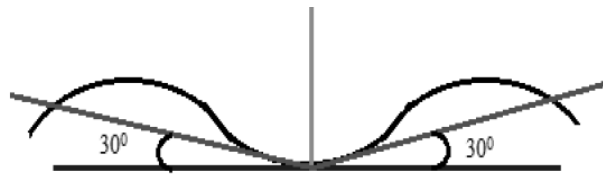


Рисунок 1.4 – Кут гофрування розвиненої поверхні [1]

Було відмічено, що за однакових чисел Рейнольдса коефіцієнти теплопередачі i , відповідно, число Нуссельта вище для кута в 50° у порівнянні з кутами 30° і 40° . Для більших кутів гофру, швидкість теплопередачі вища за рахунок генерації більш високої інтенсивності турбулентності. Середнє процентне збільшення коефіцієнта теплопередачі або числа Нуссельта для 20% розчину гліцерину при зміні кута гофру від 30° до 40° становить 20%, від 40° до 50° - 9%.

Уповільнення росту коефіцієнта тепловіддачі із зростанням кута гофра може бути обумовлено появою зони «застою» теплоносія в заглибленні, яку можна розглядати як додатковий термічний опір. Тому при проектуванні теплообмінної поверхні в першу чергу необхідно враховувати особливості структури потоку при заданих числах Рейнольдса і фізичних властивостях рідини.

Автори [2] проводили дослідження гідродинаміки й теплообміну у пластинчатому теплообміннику, який складався із гофрованих поверхонь. Дослідження проводилося при числах Рейнольдса від 500 до 5000, температура повітря змінювалася від 25°C до 60°C , відношення довжини хвилі гофра w до його висоти a складало $w/a = 2,22 \dots 4,00$.

Із збільшенням параметра w/a тепловіддача зменшувалася приблизно на 40% при збільшенні гідравлічного опору на 50%, але при досягненні певного значення параметра w/a подальшого росту гідравлічного опору не відбувалося. Дослідження підтверджує чисельний експеримент (на основі низькорейнольдсової моделі та LES). Результати погоджуються на 90% [52]. Але при цьому протилежать результатам [1], що може бути обумовлене особливостями конструкції теплообмінних поверхонь, які уклалися у

пакети під кутом одна до одної, що в свою чергу змінювало структуру повітряних потоків, при якій із збільшенням відношення w/a теплообмін погіршувався.

Перепад тиску в гофрованих трубах було експериментально вивчено авторами [9] як для прямих, так і для спірально закручених гофрів. Зокрема, в цьому дослідженні застосовували труби з нержавіючої сталі із круговим гофруванням. Діаметри гофрованих труб (d_i) були 20,4; 25,4; 34,5 і 40,5 мм, висота гофрів 6,3; 6,5; 6,6; 9,1 мм. Ділянка труби представлена на рис. 1.5:

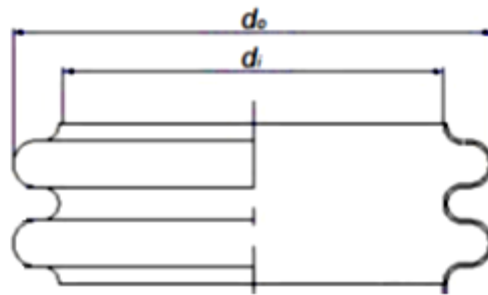


Рисунок 1.5 – Ділянка труби із круглим гофруванням [9]

Досліди показали, що в трубі із круглим гофруванням коефіцієнт тертя істотно залежить від локальної діаметру поверхні і збільшується із його зростанням.

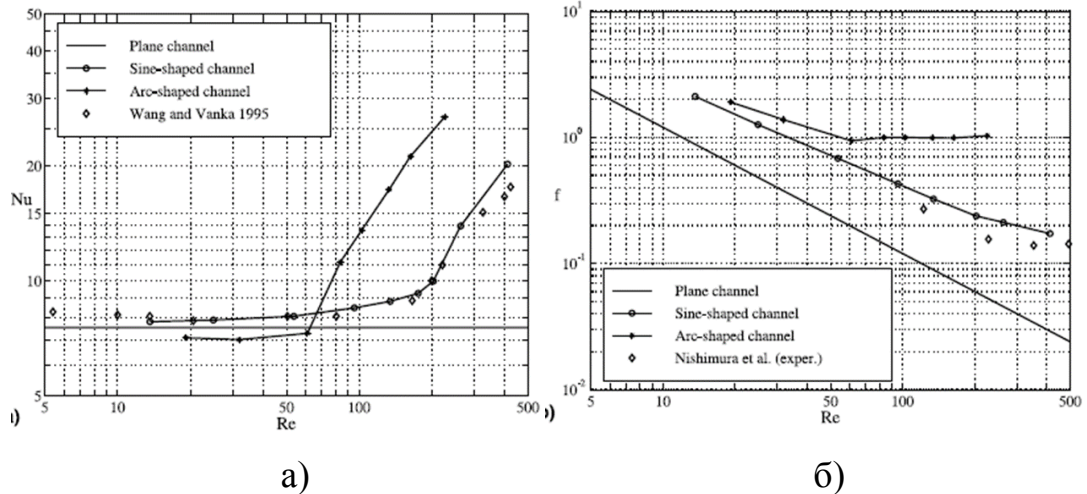
Автор [53] в своїй роботі основну увагу приділив аналізу процесу розвитку вихрових утворень в розширеннях каналу, що мають синусоїдальну, близьку до напівсферичної форму. Було визначено, що в'язкість потоку впливає як на процес розтягування вихорів у першій половині поглиблення труби, так і на наступне їх стиснення у другій половині поглиблення труби. Для першого випадку вплив в'язкості взагалі полегшує зростання примежевого шару і вихрового кільця. Однак, коли вихрове кільце стискається у другій половині поглиблення труби, в'язкий ефект, як правило, ще більше посилює розпад вихору. Це може призвести до можливого зникнення вихорів на кінці розширення труби. Розміри поглиблення також істотно впливають на формування та подальший розвиток вихрового кільця і,

відповідно теплообміну, тому що утворення вихрового кільця тісно пов'язане з прискоренням і затримкою потоку.

Продовжили вивчати особливості течії в трубах із змінним діаметром автори [3], які проводили чисельне моделювання гідравлічних і теплових процесів для гофрування синусоїдального та сферичного типів. Досліджувався нестационарний двомірний потік.

Для синусоїдальної геометрії при числі Рейнольдса $Re = 24,9$ потік розділяється на основний та вихрове утворення. При подальшому зростанні числа Рейнольдса рециркуляційне/вихрове утворення збільшується в розмірі і зміщується вниз по потоку та розвалюється при $Re = 175$.

Число Нуссельта в стійкому потоці збільшується при даному типі гофрування незначно (рис. 1.6, а), але тепловий потік виявляється все одно вищим ніж для каналу із неструктурованими гладкими стінками. Проте перепад тиску і напруга сдвигу на стінці також збільшуються по відношенню до неструктурованого каналу (рис. 1.6, б).



а - залежність $Nu = f(Re)$, б - залежність $f = f(Re)$

Рисунок 1.6 – Теплогідравлічні характеристики течій в трубах різного типу гофрування [3]

При $Re=203$ зміна структури течії носить періодичний характер. При збільшенні числа Рейнольдса в зміні швидкості виникають нові частоти і

потік демонструє квазіперіодичну поведінку. Із подальшим збільшенням швидкості поведінка стає хаотичною (рис. 1.7)

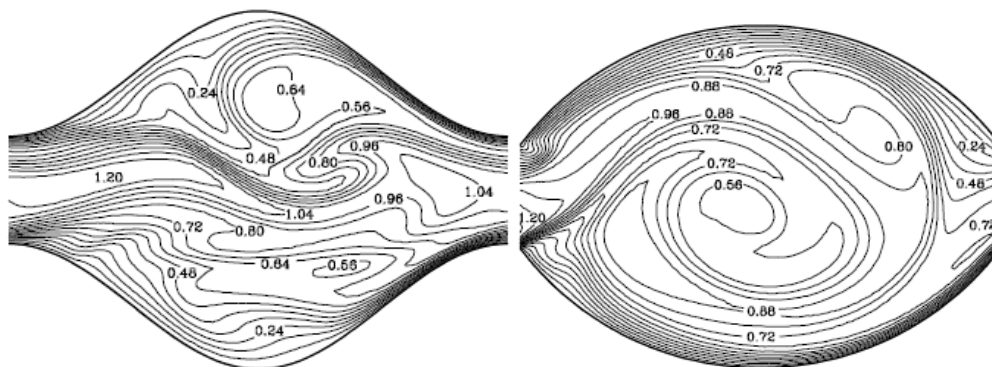


Рисунок 1.7 – Температурні поля в гофрах різної форми [3]

З картини течії можна бачити співіснування декількох вихорів в одному поглибленні гофру, які перемішують холодну рідину біля стінок з гарячою із ядра потоку. Це призводить до збільшення температурного градієнту біля стінок та інтенсифікації теплообміну до 2,5 разів.

Структурування теплообмінної поверхні у вигляді напівсферичного гофрування призводить до розділення потоку вже при $Re = 19,2$, коли рециркуляційна зона формується за гострим краєм напівсфери. Із збільшенням числа Рейнольдса, рециркуляційна зона збільшується в розмірі і зміщується вниз по потоку, як і при синусоїдальному гофруванні. До нестійкого стану потік в трубі переходить при $Re = 84$. Таким чином перехід до нестійкого стану при даному типі гофрування відбувається за меншим значенням числа Рейнольдса, ніж при синусоїдальному гофруванні. Через те, що кромки напівсферичного гофрування більш гострі ніж синусоїдального, при низьких значеннях Рейнольдса формуються нестабільні струмені в потоці, що і призводить до нестійкого стану.

Таким чином при стійкому режимі течії обидва типи гофрування неефективні з точки зору інтенсифікації теплообміну, проте при переході до нестійкого режиму теплообмін істотно збільшується через автоколивання.

У дослідженні авторів [6] було проведено моделювання течії у синусоїдально гофрованій трубі на границі переходу до турбулентного

режиму при числі Рейнольдса $Re = 10^4$. На стінках задавалися граничні умови другого роду – постійний потік тепла.

Геометрія труби призводила до появи невеликої зони рециркуляції на ділянці розширення. При цьому коефіцієнт тертя зменшувався і ставав негативним. Зменшення радіусу гофрування збільшувало коефіцієнт тертя в 3,7 рази у порівнянні із гладкою трубою. Загальне падіння безрозмірного тиску було в 2,2 рази більше, ніж для прямої труби. Середнє значення отриманого числа Нуссельта в 1,24 рази більше постійного значення для прямої труби. У зв'язку з рециркуляцією місцеве значення числа Нуссельта зменшувалось до значень нижче отриманих для прямої труби у 0,64 рази. Поза зоною рециркуляції місцеве число Нуссельта досягало максимального значення, що в 1,8 разів більше аналогічного значення для прямої труби.

Більш детальне дослідження теплового потоку показало, що в'язка область течії впливає набагато менше, ніж турбулізована. Встановлено, що даний вплив призводить до великих відхилень в загальній поведінці вектора теплового потоку, пов'язаних із змінною геометрією. Спостерігалось чотири випадки:

1. Гофрування збільшує теплопередачу в радіальному напрямку від стінки в трубі. Інтенсифікація має місце як в пристінній зоні, так і на деякій невеликій відстані від стінки.

2. У зоні рециркуляції тепловий потік спрямований від зони температурного максимуму проти напрямку потоку поблизу стінки.

3. На деякій невеликій відстані від стінки радіальна складова теплового потоку направлена до стінки або близька до нуля. Тобто відбувається блокування передачі тепла в радіальному напрямку.

4. Нижче зони рециркуляції спостерігалось істотне збільшення теплового потоку в напрямку вздовж основного потоку.

Отже, підводячи підсумок, можна сказати, що збурення потоку, викликане гофром, є основним чинником усіх змін в тепловіддачі. Локальна

зміна тепловіддачі залежить від вихрових утворень в гофрах, і може як перебільшувати тепловіддачу в гладкій трубі, так і бути нижчою за неї.

Вплив гофру на аеродинамічний опір і скос потоку у трубах, що самокомпенсуються, досліджувався у ЦАГІ [4]. Дослідна ділянка представляла собою трубу з гвинтовим гофром діаметром 325 мм, довжиною 100 калібрів, глибиною гофрування 12 мм, кутом нахилу гофра до осі труби 30° і товщиною стінки 1,2 мм (рис. 1.8).

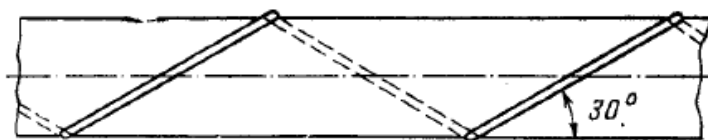


Рисунок 1.8 – Гофрована труба, що досліджувалася у ЦАГІ [4]

Експериментальні дослідження у широкому діапазоні чисел Рейнольдса ($Re_d = 8 \cdot 10^5 \dots 1 \cdot 10^7$) показали, що аеродинамічний опір запропонованої конструкції труби з гвинтовим гофром незначно відрізняється від опору гладкої суцільнотягнутої труби з відносною шорсткістю $\varepsilon \sim 0,0001$.

Була сформульована гіпотеза про те, що відповідно до кута нахилу гофрування до осі труби можуть виникати різні режими течії: для низьких значень кута нахилу рідина протікає близько до стіни, «слідуючи» за гофруванням, тоді як для високих кутів потік має тенденцію перетинати гофрування, індукуючи періодичне руйнування граничного шару, що призводить до збільшення коефіцієнта теплопередачі.

В роботі [11] приведені результати експериментального дослідження конвективної теплопередачі горизонтальних труб, що мають спіральню гофровану стінку, в діапазоні чисел Рейнольдса $90 < Re < 800$. Досліджено чотири типи гофрування із змінною довжиною гофра 16, 32, 48, 64 мм при незмінній висоті 1,5 мм. Для порівняння також досліджувалися труби із прямим гофруванням. У якості теплоносія використовувався етиленгліколь, високов'язка рідина, коефіцієнт в'язкості якої сильно залежить від

температури. Критичний аналіз даних, отриманих у даному дослідженні, дозволяє зробити наступні висновки:

- для чисел Рейнольдса, $Re \geq 200$, спіральне гофрування викликає значні вихрові складові, але авторами [11] не встановлено їх зв'язок із значним збільшенням теплопередачі;
- зміна фізичних властивостей рідини, що пов'язана із температурою, крім додаткового збільшення теплопередачі, сприяє переходу до нестабільного стану потоку;
- для спірального гофрування критичне значення місцевого числа Рейнольдса пропорційне безрозмірному кроку гофрування;
- в турбулентному потоці число Нуссельта практично не залежить від форми гофрування;
- наявність гідродинамічної ділянки розвинення потоку не оказує значного впливу на конвективний теплообмін.

Отримані результати підтверджують, що в ламінарному потоці з вихровими компонентами місцеве число Нуссельта залежить від кроку гофрування, а також від значення числа Рейнольдса. Порівняння між трубами, що мають гвинтовий та осьовий симетричний гофр, вказують на більшу ефективність при підвищенні інтенсивності теплообміну спірального гофрування, сприяючого переходу до турбулентного потоку.

Автори [12], також досліджували спіральне гофрування, як спосіб інтенсифікації теплообміну. Змінні теплофізичні властивості води в їх дослідженні - один з факторів, який дозволяє отримати результати дуже близькі до реальності. Крім того, був використаний профіль гофра (рис.1.9), який не має аналогів і, на думку авторів, передбачає добру теплову продуктивність при мінімальному падінні тиску. З отриманих результатів було виявлено, що гладкі спіральні гофри можуть істотно поліпшити передачу тепла при низьких та середніх числах Рейнольдса. Але при $Re > 700$ коефіцієнт тертя збільшується набагато швидше, ніж інтенсивність тепловіддачі. Результати показали, що значення комплексу геометричних

параметрів $\varphi = e^2 / (pd_n)$ має великий вплив на підвищення тепловіддачі і коефіцієнта тертя. Гофрована труба при значенні $\varphi = 45 \cdot 10^{-3}$ показала кращий діапазон теплової продуктивності: 1,8...2,3, і діапазон підвищення теплопередачі: (21...61)%; отже, можливо отримати високі значення коефіцієнта теплопередачі тільки зміною геометрії, із супутнім збільшенням коефіцієнта тертя в діапазоні (19,2...36,4)%, що є відносно прийнятним у порівнянні з отриманим збільшенням теплопередачі при $Re = 100 \dots 700$.

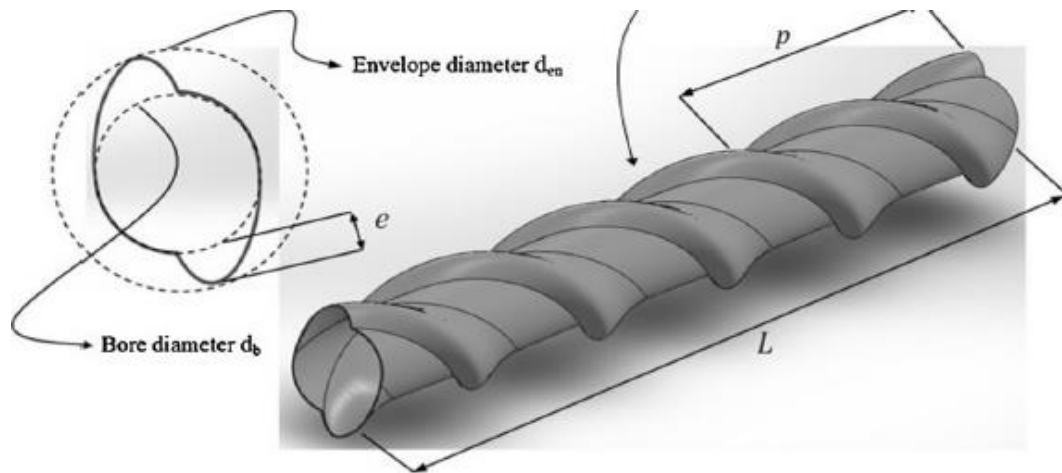


Рисунок 1.9 – Геометрична модель спірально гофрованої поверхні труби [12]

Профілювання труб зі спіральною закруткою потоку (рис. 1.10, а) дозволяє збільшити рівень інтенсифікації тепловіддачі за відповідного підвищення гідравлічного опору в каналах (рис. 1.10, б).

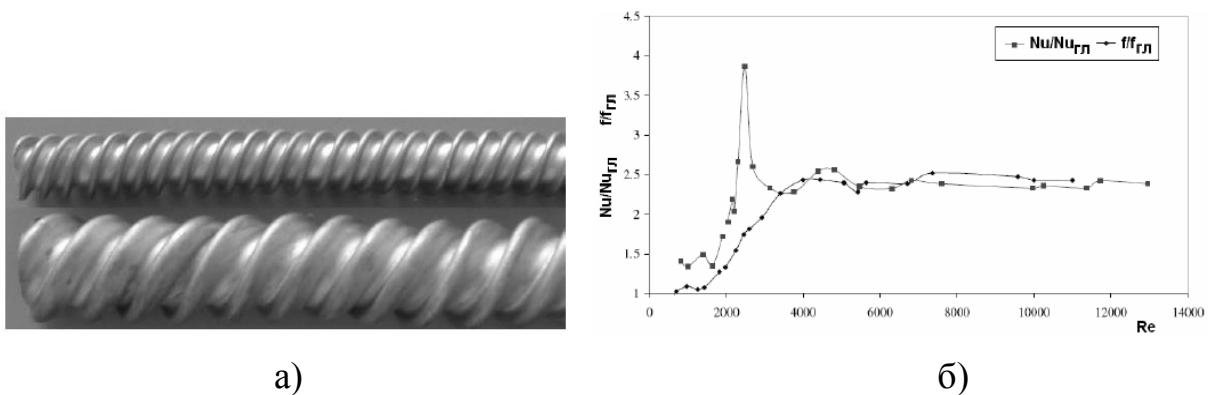


Рисунок 1.10 – Спірально-накатані труби а) та інтенсифікація тепловіддачі і зростання гідравлічного опору в них [10]

Підвищення рівня тепловіддачі характерно для перехідної області течії і пов'язане з більш раннім ламінарно-турбулентним переходом в трубах зі спіральними виступами. При подальшому зростанні числа Рейнольдса результати експерименту підтверджують аналогію Рейнольдса.

CFD моделювання для прогнозування переносу тепла і втрати тиску в спіральні гофровані труби було представлено в роботі авторів [13]. Для розглянутої геометрії поверхні були отримані наступні результати:

1. У загальному випадку в гофрованій трубі, у порівнянні із гладкою, збільшуються як теплообмін, так і втрати тиску. Оптимальні геометричні параметри розглянутих гофрів знаходяться в наступних діапазонах безрозмірної висоти гофрування a/d і довжини w/d : $a/d = 0,16$ і $w/d = 1,5$ як для $Re = 5000$, так і для $Re = 10000$.

2. Втрата тиску збільшується з висотою гофра. Найменше збільшення втрати тиску виявляється при невеликих довжинах гофру $w/d = 0,5$. Крім того, втрата тиску може збільшитися до 4 разів при значенні $a/d = 0,16$.

3. При числах Рейнольдса 5000, оптимальна комбінація геометричних параметрів гофра: $a/d = (0,05; 0,10)$ і $w/d = (0,5; 1,0)$. При такому гофруванні теплова продуктивність може бути збільшена у 1,57 рази в порівнянні з гладкою трубою. При $Re = 10000$ продуктивність збільшується тільки у 1,25 раза. Отже гофрування більш ефективно при низьких числах Рейнольдса. При $Re = 10000$ оптимальна висота гофра збільшується при збільшенні довжини гофра.

Автори [14] проводили дослідження гідравлічних і теплових процесів в трубі із спіральним гофруванням, висота якого змінювалась від 0,44 до 1,18 мм, а крок від 6,5 до 16,9 мм. Число Рейнольдса змінювалось в межах від 10^4 до $6 \cdot 10^4$, число Прандтля – в межах 2,2...3,4. Всі труби із спіральним гофруванням показали збільшення теплообміну в діапазоні від 1,77 до 2,73 при збільшенні напруження здвигу на 100%...400% у порівнянні із гладкою трубою, що підтверджує висновок авторів [13] про низьку енергетичну ефективність спірального гофрування при турбулентному режимі. Ці данні

підтверджує чисельний експеримент, максимальне розходження результатів якого із натурним експериментом не перевищувало 10% [15].

Ще більш детальний аналіз експериментальних робіт, присвячених однозахідним гофрованим трубам приведений в роботі [16]. Діапазони геометричних, гідравлических і теплових параметрів, що охоплюються кожним із досліджень в проаналізованих роботах, наведено в Додатку 1.

Для порівняння експериментальних результатів різних досліджень, залежності основних фізичних величин приведені для труб, що відповідають наступним геометричним та теплогідравлічним параметрам: $a/d = 0,03$ і $p/d = 0,4$, $Pr = 6$ і $Re = 5000 \dots 100000$. Зміна коефіцієнтів тертя та інтенсивності теплопередачі в залежності від числа Рейнольдса приведені на рис. 1.11:

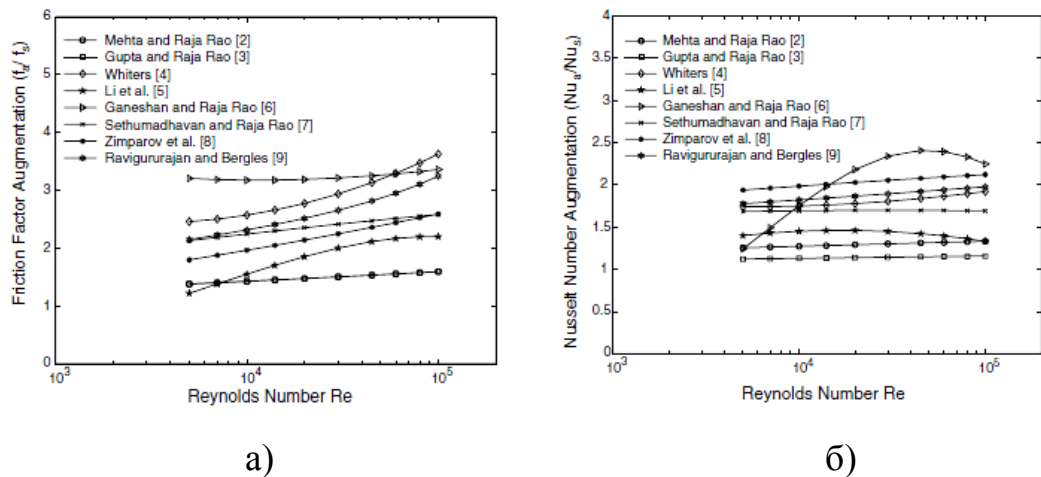


Рисунок 1.11 – Залежність приведенного значення коефіцієнта тертя (а) та числа Нуссельта (б) від числа Рейнольдса [16]

Графічні залежності показують великі розбіжності між кореляціями фізичних величин (теплових і гідравлічних), запропонованих різними авторами: при $Re = 10000$, збільшення коефіцієнтів тертя в $1,3 \dots 3$ рази і збільшення числа Нуссельта в $1,2 \dots 2$ рази.

Авторами [16] проведено комплексне експериментальне дослідження течії в більш широкому діапазоні чисел Рейнольдса: $Re = 2000 \dots 90000$ в гофрованих трубах із геометричними параметрами $a/d = 0,02 \dots 0,06$ і $w/d = 0,61 \dots 1,23$, що описуються запропонованим безрозмірним комплексом $\phi =$

0,61...3,69 ($\phi = a^2/wd$), при $Pr = 2,9...92$. За даних умов проведений експеримент показав, що перепад тиску і теплопередача очікувано більші у гофрованих трубах, ніж у гладких. Збільшення коефіцієнту тертя відбулося у діапазоні від 20% до 300% при збільшенні значення числа Нуссельта до 250%. Вимірювання проводились при п'яти значеннях числа Прандтля, що дозволило точно визначити вплив числа Прандтля на теплопередачу: $Nu \sim Pr^{0,44}$.

За низьких чисел Рейнольдса ($Re \leq 10000$) найбільш вигідними з точки зору теплової ефективності виявились труби із геометричною конфігурацією, що відповідає $\phi \geq 3 \cdot 10^{-3}$, в той час як при високих числах Рейнольдса ($Re = 10000...40000$) краще себе показали труби із $\phi = (1...2) \cdot 10^{-3}$ (рис. 1.12):

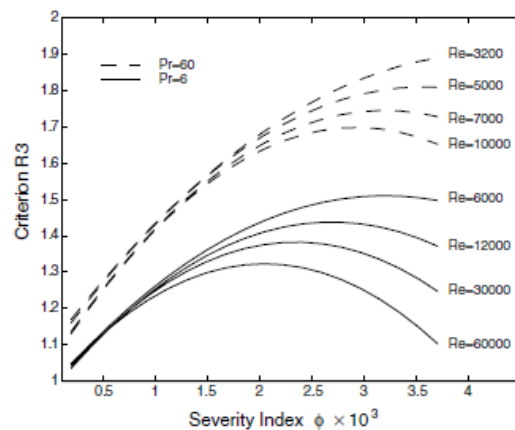


Рисунок 1.12 – Залежність теплоенергетичної ефективності (параметр $R3=Nu / Nu_0$) від геометричних параметрів труби [16]

Дослідження інтенсифікації тепловіддачі для різних типів гофрування проводилося авторами [54].

З метою визначення енергетичних показників теплообмінників на основі гофрованих труб було виготовлено декілька модифікацій теплообмінників «труба в трубі»: прямий теплообмінник з гофрованими зовнішніми і внутрішніми трубами, прямий теплообмінник з гладкою зовнішньою і гофрованою внутрішньою трубою, а також теплообмінник гвинтової форми з гладкою зовнішньою і гофрованою внутрішньою трубою.

За результатами попередніх випробувань для проведення досліджень були обрані два останніх типи.

Досліди проводилися при швидкостях руху теплоносія до 1,6 м/с ($Re = 21000$) і температурах до 70 °С. Виявилось, що при великих швидкостях теплоносія гідравлічний опір труб з гвинтовою і з кільцевою накаткою відрізняється майже на 25% (рис. 1.13, а), а коефіцієнт тепловіддачі – на 30 % (рис.1.13, б):

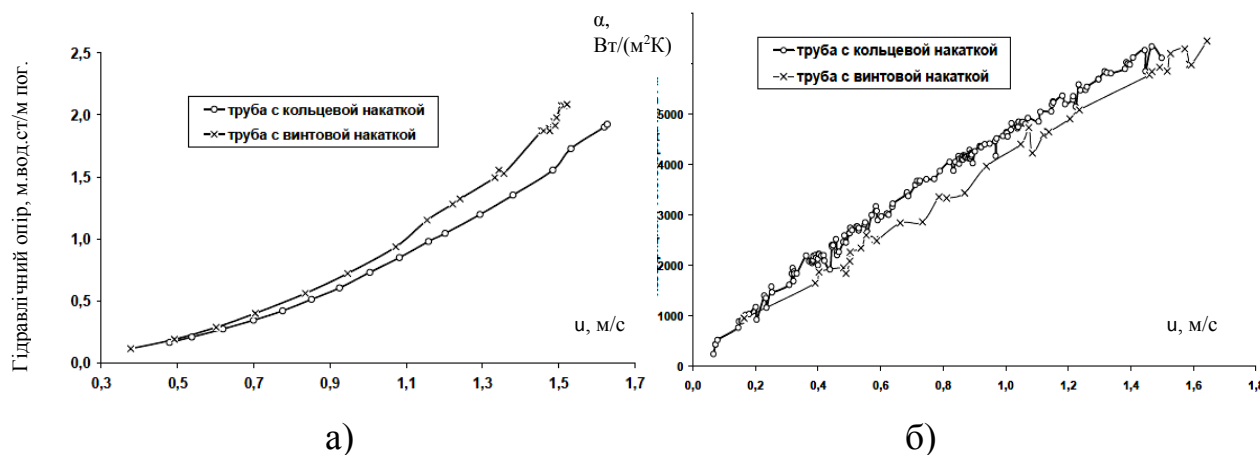


Рисунок 1.13 – Залежність гідравлічного опору (а) та коефіцієнта тепловіддачі (б) від швидкості течії [54].

Криві залежності коефіцієнта теплопередачі від швидкості теплоносія (рис. 1.13, б) показують, що гофровані труби з кільцевою накаткою дозволяють отримати більш високі значення коефіцієнта перенесення при турбулентному режиму течії.

Чисельне моделювання теплообміну і аналіз гідродинаміки потоку рідини при ламінарному режимі течії в горизонтальних трубах трьох типів гофрування провели автори [5]. Були застосовані граничні умови другого роду із постійним тепловим потоком на стінці труби. В якості робочої рідини використовувалася вода. Спірально гофровані труби були досліджені при числах Рейнольдса в діапазоні 100...1300. Результати показали підвищення теплопередачі в діапазоні (18,4...36,3)%.

При $Re = 100...1300$ встановлено, що інтенсифікація теплопередачі гофрованої труби із сферичними за формою гофрами у порівнянні з гладкою

трубкою знаходиться в діапазоні (13,8...22,17)%, для хвилястого гофрування (15,7...30,5)%, а для гофрування з оптимізованими авторами профілем – (18,4...36,3)%. Отже в ламінарному режимі кращі показники має гвинтове гофрування.

Для досягнення найбільшої енергетичної ефективності шляхом правильної організації структури течії створюються і зовсім нетипічні гофровані поверхні.

В рідині, що протікає через гофровану V-подібну поверхню, в вершинах гофрів утворюється зворотна циркуляція та/або вихрові потоки [7]. Виникнення та зростання зон рециркуляції сприяє змішуванню рідини в примежовому шарі, що в свою чергу інтенсифікує конвективний теплообмін. Збільшення кута хвилі призводить до більш інтенсивної циркуляції рідини та завихреності потоку на гофрах і збільшенню площі поверхні. Тому число Нуссельта також збільшується із збільшенням кута хвилі гофра (майже у два рази). На рис. 1.14 показані векторні поля швидкості та розподіл температур для різних кутів хвилі гофра при $q = 1,08 \text{ кВт/м}^2$, $Re = 1395$.

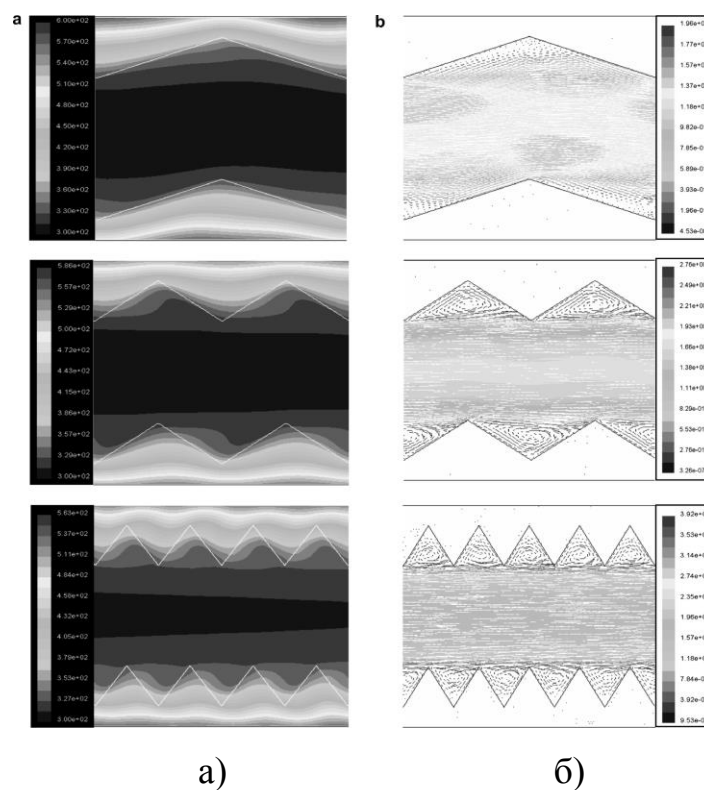


Рисунок 1.14 – Розподіл температур а) і швидкостей б) для різних типів гофрування при $q = 1,08 \text{ кВт/м}^2$, $Re = 1395$ [7]

Можна бачити, що формування і зростання вихорів в потоці сприяє змішуванню холодної рідини з ядра течії із гарячою рідиною поблизу примежевого шару. Це призводить до утворення більшого температурного градієнту біля гофрованої стінки. Швидкість передачі теплоти від гофрованої стінки до рідини також збільшується при збільшенні кута хвилі гофра.

Рис. 1.14, б також показує зміну векторів швидкості для різних кутів гофра при $Re = 1395$. Можна бачити, що хвиляста геометрія має незначний вплив на ядро потоку. При малому куті хвилі гофрування майже не впливає на течію, і рідина рухається без збурення через канал. Проте, подальше збільшення кута гофру (зменшення кроку) призводить до циркуляції рідини або утворення завихрень в гофрах, і, отже, більшого теплообміну.

У роботі авторів [8], дослідження також проводилися у V-подібній по формі гофрований трубі для турбулентного потоку теплоносія – нанорідини Al_2O_3 . Експерименти проводилися в діапазоні чисел Рейнольдса $(4...20) \cdot 10^3$ і постійному значенні коефіцієнта теплопередачі $q = 5 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$, мінімальна потужність, витрачена на прокачування ТН, була на 40% нижче, ніж для води. При числі Рейнольдса $Re = 12 \cdot 10^3$, гофрована труба підвищує інтенсивність теплопередачі на 81%, але необхідна потужність прокачування для гофрованої труби зростає до 10 раз. Отже даний тип гофрування краще використовувати при ламінарних і перехідних режимах течії, де гідравличні втрати відносно невеликі (до 2 разів).

Порівняння теоретичних та експериментальних результатів дослідження теплообміну в гофрах, утворених кільцевою накаткою, провели автори [55]. На рис. 1.15, а, б представлені отримані експериментально залежності гідравлічного опору і температури повітря на виході з експериментальної ділянки від числа Рейнольдса. Оцінка інтенсифікації тепловіддачі і зростання супутніх гідравлічних втрат показала, що вони знаходяться в межах: $Nu / Nu_{zl} = 1,789...2,498$, $\xi / \xi_{zl} = 1,11...1,88$. Чисельне моделювання і експериментальні дані мають невелике розходження при

малих числах Рейнольдса. Але вже при турбулентному режимі результати моделювання і експерименту майже повністю співпадають.

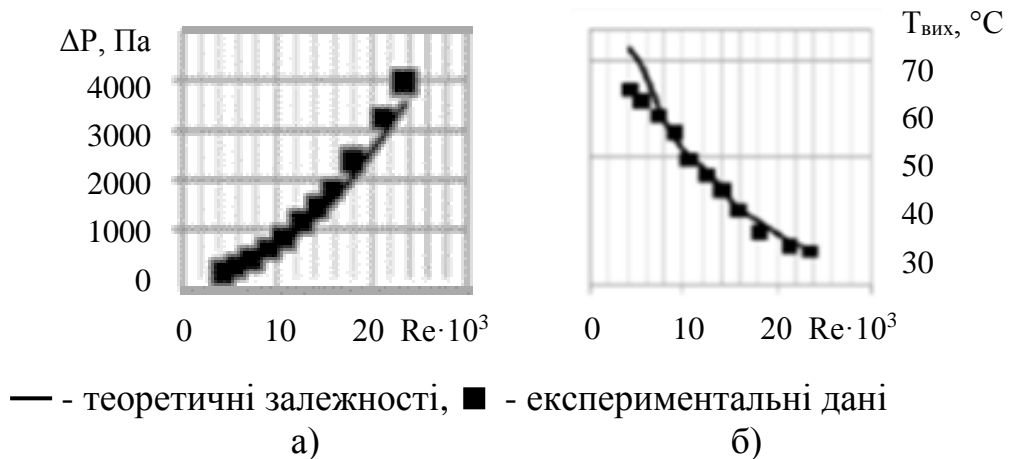


Рисунок 1.15 – Залежність перепаду тиску від числа Рейнольдса а) та залежність температури повітря $T_{\text{вих}}$ на виході із каналу б) [55]

Дренажні труби в дослідженні авторів [56] мають складну конфігурацію, представлену на рис. 1.16:

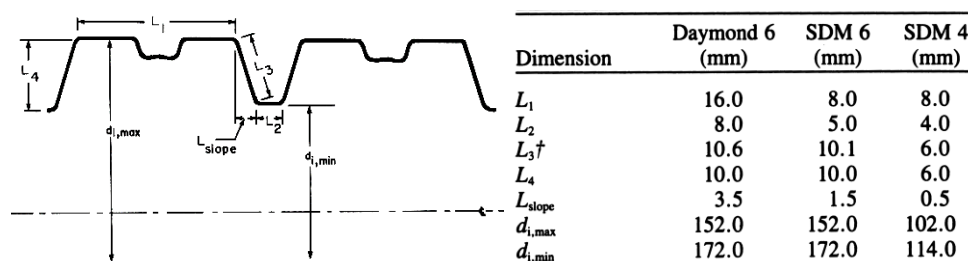


Рисунок 1.16 – Геометрична конфігурація дренажних труб [56]

Внутрішні коефіцієнти конвективного переносу тепла виявилися близькими за величиною до коефіцієнтів в гладких пластикових трубах одного і того ж номінального діаметра, але меншої площі поверхні за однакових граничних умов.

1.5 Мета та завдання дослідження

На основі розглянутих літературних джерел можна зробити висновок, що гофрування є одним із ефективніших методів інтенсифікації тепловіддачі

в ТОА, але тільки за умови правильно підбраної геометрії. На інтенсивність тепловідведення і супутній гофруванню ріст гідравлічного опору впливає багато геометричних параметрів, таких як тип гофрування, кут гофру, крок між гофрами та інш. Для кожного режиму течії потрібно підбирати свою геометрію інтенсифікаторів, щоб досягти оптимального балансу між збільшенням тепловідведення і втратами на прокачування теплоносія.

При порівнянні отриманих даних на гофрованих поверхнях однакової форми і за однаковим режимом течії виявлено великі розбіжності між кореляціями фізичних величин (теплових і гідравлічних), запропонованих різними авторами. Також виявлено відсутність даних щодо часткового гофрування поверхні і його впливу на теплогідравлічні процеси в трубі.

На підставі вищесказаного задачі дослідження можуть бути сформульовані наступним чином:

- провести дослідження впливу залежності теплофізичних параметрів потоку від температурного поля на теплові і гідравлічні параметри течії в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса;
- встановити взаємозв'язок геометрії теплообмінної поверхні із гідравлічними і тепловими параметрами потоку;
- виявити термодинамічні і енергетичні особливості течії на початкових ділянках труб із частковим гофруванням; дослідити взаємовплив гофрів у гофрованих вставках, його теплогідравлічні особливості;
- визначити вплив гофрованої вставки на гідродинамічні і теплові характеристики течії після неї;
- розробити рекомендації щодо проектування структурованих поверхонь, які інтенсифікують теплообмін при мінімальних гідравлічних втратах в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса.

Комп'ютерне моделювання дозволить детально вивчити структуру потоку на початкових ділянках труб із частковим гофруванням різної геометрії, зв'язати особливості течії із інтенсивністю теплообмінних процесів.

2 ПІДГОТОВКА ДО ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

2.1 Особливості комп'ютерного моделювання перехідного режиму течії в трубах із частковим гофруванням

В другому розділі основну увагу приділено математичному опису неізотермічної течії в'язкого нестисливого теплоносія на початковій ділянці труби із частково гофрованою поверхнею. Розглядається перехідний режим течії, який зустрічається в теплообмінних апаратах із в'язкими теплоносіями, теплових насосах та інш [57, 58].

Перехідний режим має ряд особливостей. По-перше, це залежність теплових і гідродинамічних процесів від великої кількості факторів, які не завжди можливо піддати обліку. На процеси турбулізації ламінарних течій та ламінаризації турбулентних течій впливає не тільки число Рейнольдса, яке визначається за витратними характеристиками, а й вид та якість обтічної поверхні, а також змінність фізичних параметрів середовища в неізотропічних течіях та стійкість ламінарного примежового шару [59, 60].

Друга особливість полягає у так званій «чергованості» течії, тобто чергування ламінарного і турбулентного режимів, що залежить від числа Рейнольдса та відстані від входу в трубу [20].

Третьою особливістю є неодночасний перехід від ламінарного до турбулентного режиму в ядрі потоку та в примежовому шарі. Взагалі, діапазон в якому може знаходитися точка переходу є доволі великим, і жорсткою в ньому є лише нижня границя $Re_{кр} = 2200$ для круглої труби. Верхня границя переходу суттєво залежить від декількох факторів. Про початок перехідних процесів свідчить втрата стійкості течією. Теоретичний класичний аналіз течії в трубах постійного діаметра не дає порогових чисел Рейнольдса втрати стійкості течії, на відміну від стійкості примежових шарів,

де теоретичний лінійний аналіз втрати стійкості якісно і кількісно підтверджується експериментом [61].

Виникнення хвильових збурень в стаціонарних ламінарних безвідривних потоках відбувається або може відбуватися внаслідок розвитку нескінченно малих збурень, які завжди існують в потоці. Процес їх розвитку та трансформація в регулярні або хаотичні вихрові системи може відбуватися за різними сценаріями, які визначаються поєднанням параметрів потоку та їх величиною [62, 63]. На початковій ділянці труби, коли товщина примежового шару істотно менша радіуса, можна скористатися результатами аналізу стійкості на пластині, де виділяють три етапи переходу. Перший етап досить добре описується двовимірною теорією стійкості хвиль Толлміна-Шліхтінга. Число Рейнольдса, розраховане по довжині від входу, для протяжності цього етапу не перевищує 19000 [62]. Другий етап - етап кінцевих амплітуд збурень швидкості і тиску, де спостерігається істотний вплив тривимірності, що виключає двовимірний підхід, який характеризується діапазоном чисел Рейнольдса, розрахованих за розміром енергомістких вихорів, що сягають значень 6580 [63]. На цій стадії домінуючі структури з'являються або у вигляді симетричних підковоподібних / лямбда / шпилькових вихорів, або квазіпродольних вихорів [64]. Ці вихрові утворення нестабільні і руйнуються, сприяючи переходу до третього етапу, який характеризується зародженням турбулентних плям і подальшим об'єднанням цих плям.

Зміни прохідного перерізу труби, а саме конфузорність чи дифузорність також впливають на значення верхньої границі переходу. Так в трубах, що розширюються (наприклад, труби із гофрами з локальним радіусом, більшим за радіус гладкої частини) число $Re_{кр}$ доволі мале і зменшується із збільшенням дифузорності, на відміну від конфузорів (гофри, локальний радіус яких може бути меншим за радіус гладкої частини труби).

Другою особливістю приведених в даній роботі досліджень є моделювання течії в трубах із загальною довжиною, меншою за довжину гідродинамічної і теплової початкових ділянок, які задовольняють вимогам

компактності до теплосилових установок. В такому разі [19] течія в трубі не встигає стабілізуватися, тобто теплообмінні процеси протікають одночасно із розвиненням полів температур і швидкостей. Також одночасно відбувається розвиток динамічного і теплового примежових шарів, товщина яких може бути однаковою при числі Прандтля $Pr = 1$, або відрізнятися: при $Pr > 1$ найбільшу товщину має динамічний примежовий шар, а при $Pr < 1$ товщим буде тепловий примежовий шар. Від числа Прандтля залежать довжини початкових теплової і гідродинамічної ділянок. Якщо довжина труби менша за довжину початкової ділянки, температура ядра потоку, як і швидкість в ньому, може не змінюватись зовсім, а градієнт температури/швидкості можна буде спостерігати тільки у тепловому/динамічному примежовому шарі. Правильний підбір геометрії структурування поверхні труби забезпечує інтенсивне перемішування рідини з температурою ядра потоку із рідиною пристінної області, що дозволяє інтенсифікувати теплообмін та турбулізувати пристінні шари рідини.

В багатьох теплосилових установках реалізуються великі градієнти температури, а отже і градієнти теплофізичних властивостей теплоносіїв, що не може не відобразитися на теплових і гідродинамічних процесах. В рідинних теплоносіях найбільшої зміни зазнає в'язкість, а зміною інших властивостей можна знехтувати. Зміна інтенсивності тепловіддачі і опору тертя на стінці пропорційні зміні в'язкості в потоці. Градієнт в'язкості біля стінки обумовлює процеси формування профілю швидкості та інтенсивність тепловідведення [65].

Описання подібних багатофакторних процесів є доволі складним, як з точки зору теплообміну, так і гідродинаміки і починається з фундаментальних рівнянь динаміки рідини, які засновані на універсальних законах збереження [65]:

- маси – рівняння нерозривності,
- кількості руху – рівняння імпульсу,
- енергії – рівняння енергії.

Їх замикають вирази, що встановлюють зв'язок між фізичними властивостями теплоносія. Для вирішення поставленої в дисертації задачі будемо використовувати наступну систему рівнянь [66, 67]:

1. Рівняння збереження імпульсу (2.1):

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g}, \quad (2.1)$$

де P – статичний тиск, $\rho \vec{g}$ – гравітаційні сили, $\vec{\tau}$ – тензор напруг.

2. Рівняння збереження енергії (2.2):

$$\frac{\partial}{\partial T}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \left(\sum_j h_j J_j \right) \quad (2.2)$$

де J_j – дифузний тепловий потік; h_j – ентальпія, $E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2}$.

3. Рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0. \quad (2.3)$$

Оскільки розглядається рух в'язкого нестисливого теплоносія в круглій трубі можна перейти до циліндричної системи координат: $x = r \cos \varphi$, $y = r \sin \varphi$, $z = z$. Густина рідини ρ , коефіцієнт температуропровідності a – постійні величини. Отже система рівнянь буде мати вид:

1. Рівняння збереження імпульсу, записане для тривимірної постановки задачі (2.4-2.6):

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial u_r}{\partial \tau} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\varphi^2}{r} = \\
& = \frac{1}{\rho} \left(-\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\Delta u_r - \frac{u_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} \right) + 2 \frac{\partial \mu}{\partial r} \frac{\partial u_r}{\partial r} \right. \\
& \quad \left. + \frac{\partial \mu}{r \partial \varphi} \left(\frac{\partial u_r}{r \partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right) + \frac{\partial \mu}{\partial z} \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) \right), \quad (2.1)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial u_\varphi}{\partial \tau} + u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + u_\varphi \frac{\partial u_\varphi}{r \partial \varphi} + u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{u_r u_\varphi}{r} = \\
& = \frac{1}{\rho} \left(-\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \mu \left(\Delta u_\varphi - \frac{u_\varphi}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} \right) + \right. \\
& \quad \left. + \frac{\partial \mu}{\partial r} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} + \frac{\partial u_r}{r \partial \varphi} \right) + 2 \frac{\partial \mu}{r \partial \varphi} \left(\frac{\partial u_\varphi}{r \partial \varphi} + \frac{u_r}{r} \right) + \frac{\partial \mu}{\partial z} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{r \partial \varphi} \right) \right), \quad (2.2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial u_z}{\partial \tau} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = \\
& = \frac{1}{\rho} \left(-\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \Delta u_z + \frac{\partial \mu}{\partial r} \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial \mu}{r \partial \varphi} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{r \partial \varphi} \right) + 2 \frac{\partial \mu}{\partial z} \frac{\partial u_z}{\partial z} \right), \quad (2.3)
\end{aligned}$$

де μ – змінний коефіцієнт динамічної в'язкості, представлений у формі поліному [68]: $\mu = 2,791 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 1,885706 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0,03231448$.

2. Перетворене рівняння нерозривності для нестисливого теплоносія (2.4):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0, \quad (2.4)$$

3. Рівняння збереження енергії (2.5):

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \Delta T, \quad (2.5)$$

$$\text{де } \Delta f = \frac{\partial^2 f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial f}{\partial r} + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2}.$$

Особливості перехідного режиму обумовлюють відсутність на сьогоднішній день моделі, яка б могла досконало описати подібну течію. Консенсусу, щодо питання обрання тої чи іншої моделі, на даний час також не має. Вибір моделі залежить від механізмів течії та її специфічних особливостей, необхідної точності отримання рішення, потужності обчислювальної техніки та лімітів по машинному часу [66]. Один із найпопулярніших і найпотужніших програмних пакетів Ansys Fluent містить наступні математичні моделі: Inviscid, Laminar, Spalart-Allmaras, k-epsilon, k-omega, transition k-kl-omega, transition SST, Reynolds Stress, Scale-Adaptive Simulation, Detached Eddy Simulation, Large Eddy Simulation [69]. Їх можна поділити на класи наступним чином:

- за структурою – алгебраїчні та диференціальні,
- за кількістю рівнянь перенесення відповідних характеристик турбулентності,
- за принципом наслідування гіпотезі Буссінеска [70].

В методології моделювання турбулентних течій можна виділити пряме числове моделювання, моделювання великих вихорів, напівемпіричне моделювання. Кожне має свої недоліки і переваги, які істотно впливають на процес обрання моделі. Зупинимося на методі прямого чисельного моделювання (Direct Numerical Simulation, DNS), який на сьогоднішній день вважається найперспективнішим і найбільш інформативним при відповідному числі Рейнольдса [69, 71].

В DNS система рівнянь Нав'є-Стокса вирішується без спрощень, без розкладання характеристик руху на пульсаційну та осереднену складові та з урахуванням всіх притаманних течії ефектів. DNS надає можливість виконати обчислення течії в складних геометричних умовах, де експериментальне вимірювання неможливе. Але для проведення прямого чисельного моделювання необхідно мати обчислювальні ресурси, які

зможуть задовольнити всім вимогам до роздільної здатності сітки. При побудові сітки необхідно враховувати широкий спектр масштабів вихрових структур, найменші з яких задіяні в дисипативному механізмі течії і обов'язково повинні бути відтворені належним чином при моделюванні.

Флуктуації енергетичних та динамічних параметрів можуть бути різні за масштабом та частотою. Якщо для флуктуацій характерні малий масштаб та великі частоти пряме чисельне моделювання може бути дуже затратним [66, 71]. Вимоги до потужності обчислювальних машин та часові витрати при такому моделюванні пропорційні кубу з числа Рейнольдса. Але в рамках даного дослідження для знаходження гідравлічних характеристик потоків на початкових ділянках частково гофрованих труб при осесиметричній і двовірній постановці задачі використання DNS не призведе до великих затрат машинного часу, як і при тривимірній постановці при відповідних сітці розбиття та числі Рейнольдса. В той же час пряме чисельне моделювання дозволить отримати більш фізичні результати, вивчити детально структуру течії в примежовому шарі, дослідити вихрові структури широкого спектру просторових масштабів, прослідити еволюцію потоку та взаємодію течії пристінної області із ядром потоку [71]. Отже для вирішення поставлених в цій дисертації задач можливо зупинитися на ламінарній (Laminar) моделі, представлений в комерційному пакеті ANSYS Fluent та доповнити її рівнянням енергії для описання теплових процесів в трубі.

Основною задачею методу дискретизації є перехід від диференційної форми рівняння до алгебраїчної. Здійснити подібне перетворення можна з допомогою методу кінцевих об'ємів (CV-FVM, МКО), який використовується во Fluent. В його основі укладений принцип різницевої апроксимації інтегральних законів збереження маси, імпульсу та енергії, записаних в інтегральній кінцево-об'ємній формі [73]. Якщо вихідні рівняння в інтегральній кінцево-об'ємній формі записати для виділеного контрольного об'єму розрахункової сітки, то можна побудувати їх дискретні аналоги шляхом інтегрування по кожному контрольному об'єму. Грані контрольного

об'єму співпадають із гранями чарунки сітки розбиття, отже розрахунковим вузлом є центр чарунки, де при проведенні розрахунків Fluent [66] зберігає значення винайдених параметрів. (рис. 2.1). При обрахуванні інтегралів використовуються кусочно-гладкі профілі між вузловими точками.

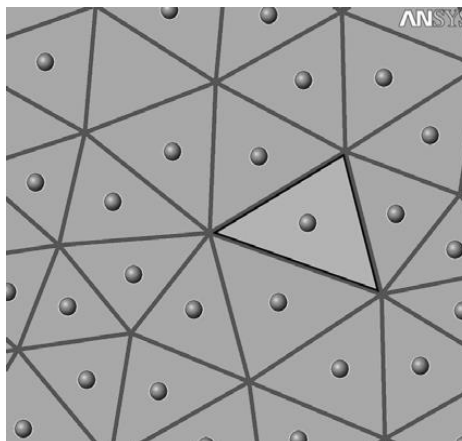


Рисунок 2.1 – Схема контрольного об'єму, центрованого по чарунці [69]

На відміну від традиційних кінцево-різницевих схем, де виконується формальна дискретизація окремих похідних в диференційних рівняннях, а закони збереження вже не контролюються, МКО, заснований на дискретизації фундаментальних інтегральних законів збереження, має властивість консервативності по масі, імпульсу та повній енергії на кожному часовому шарі, в кожній чарунці та інтегрально в усій розрахунковій області. Через збереження дискретної природи рішення на всіх етапах, МКО призводить до побудови більш точних схем поблизу границь розрахункової області, що важливо для швидкості процесу збіжності рішення.

Для визначення конвективних членів необхідні значення відповідних величин у вузлах і на гранях чарунок. Виникає необхідність виконати так звану інтерполяцію «із різницями проти потоку». Через те, що складність геометрії обумовлює побудову сітки, грані чарунок якої невіривняні за потоком, для конвективних членів рівнянь моделі обрана схема дискретизації другого порядку точності, що дозволяє зменшити числову помилку дискретизації (чисельну дифузію), через введення додаткового члена у вираз

для апроксимації просторової похідної. Схеми першої точності дозволяють отримати точне рішення тільки за умови спрямованості потоку вздовж граней сітки розбиття. В іншому випадку використання даної схеми збільшує помилку чисельної дискретизації. Для схеми другого порядку точності напрямок потоку вже не відіграє такої ролі. Така схема дозволяє отримати більш точний результат, особливо для складних течій.

У якості схеми інтерполяції рівняння корекції тиску також встановлена схема другого порядку (Second Order Scheme) схожа за принципом дії на схему дискретизації другого порядку для конвективних членів.

При переході до лінійних алгебраїчних рівнянь їх кількість в отриманих системах дорівнює кількості чарунок в сітці. Вирішувати ці системи можна роздільно чи загалом. Роздільне рішення потребує менше комп'ютерних ресурсів, але необхідно введення додаткових схем для відповідності полів тиску і швидкості. У якості алгоритма зв'язку цих полів було обрано SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent) із коефіцієнтами релаксації для тиску - 0,3, для моменту - 0,7, для енергії та щільності - 1. З урахуванням досить дрібної сітки і невеликого кроку за часом даний метод цілком задовольняє умовам дослідження. Даний алгоритм використовує взаємозв'язок між поправками швидкості і тиску для забезпечення збереження маси і отримання поля тиску. Рівняння нерозривності не вирішується явно, а використовується як поправка для корекції поля тиску, котре задовольняє рівнянню нерозривності.

Загальна процедура метода SIMPLE використовує схему «предіктор-коректор», яка полягає в наступному. Крок «предіктор» - на основі початкового розподілу тиску вирішуються рівняння руху і визначається попереднє поле швидкостей, яке, поки що, не задовольняє рівнянню нерозривності. Крок «коректор» - вирішується рівняння Пуасона для тиску із використанням знайденого поля швидкостей. Далі поля швидкостей і тиску корегуються за допомогою поправок.

Для верифікації обраної моделі використовувались експериментальні дані [13, 57] з гідродинаміки та теплообміну при течії в'язкого нестисливого носія по гладкій круглій трубі.

2.2 Режимні параметри течії в трубі

Особливістю досліджень, що проводилися в рамках даної дисертаційної роботи, є перехідний режим неізотермічної течії. Діапазон чисел Рейнольдса, в якому проводився чисельний експеримент, складає: $Re = 1600 \dots 5300$, якщо за визначальну температуру брати температуру на стінці, течія біля якої обумовлює механізм та інтенсивність теплогідравлічних процесів. Якщо ж обчислювати число Рейнольдса за середньологарифмічною визначальною температурою, як це прийнято в теорії теплообміну [74], то діапазон його змін буде складати $Re = 3300 \dots 12600$. Даним діапазоном чисел Рейнольдса відповідають середньовитратні швидкості $(0,03 \dots 0,1) \text{ м/с}$ за яких проводився чисельний експеримент.

Для дослідження впливу неізотермічності потоку на його теплогідравлічні параметри варіювалася температура теплоносія на вході в трубу та на стінці в діапазоні $(283 \dots 333) \text{ К}$, який є найбільш розповсюдженим в теплообмінному обладнанні.

В якості теплоносія була обрана вода. Переваги, які обумовили її широке розповсюдження в теплообмінному обладнанні: доступність, дешевизна, не токсичність, порівняно великий коефіцієнт теплообміну.

2.3 Об'єкт дослідження та підготовка до чисельного експерименту

Тестова ділянка, яка імітує течію на початковій ділянці труби із гофрованою вставкою, що розташовується в місці зародження власних коливань потоку в трубі, представлена на рис. 2.2:

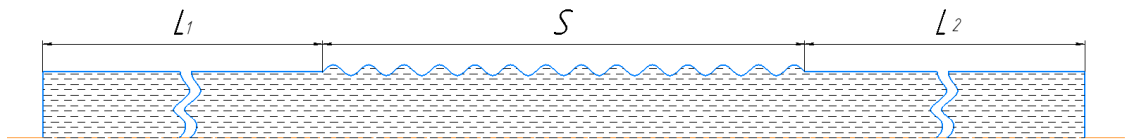


Рисунок 2.2 – Об'єкт дослідження

Складалася труба із наступних елементів:

- 1) вхідний патрубок, довжина $L_1 = 1500$ мм;
- 2) гофрована вставка, довжина якої S змінювалася від 280 мм до 500 мм;
- 3) вихідний патрубок, довжина $L_2 = 1620 \dots 1640$ мм.

Радіус гладкої частини труби становив $R_0 = 35$ мм.

В залежності від відношення локального радіусу гофрованої вставки до радіусу гладкої частини труби можна виділити два види гофрування (рис. 2.3):

- при $r < R_0$, – гофрування «загромаджуючого» типу (рис. 2.3, а);
- при $r > R_0$ – гофрування «незагромаджуючого» типу (рис. 2.3, б).

Кожен тип гофрування обумовлює формування певного механізму течії, що істотно впливає на енергетичну ефективність гофрованої вставки.

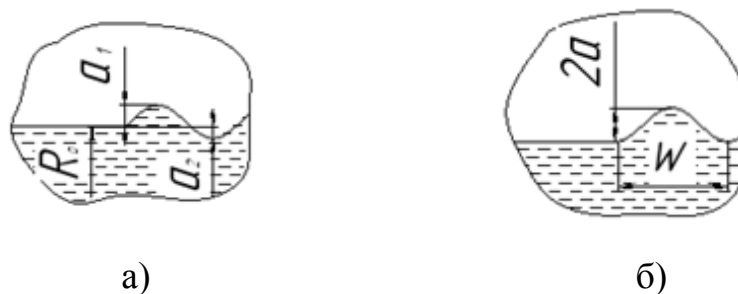


Рисунок 2.3 – Різні типи гофрування поверхні: а - «загромаджуючий» тип гофрування, б - «незагромаджуючий» тип гофрування

Варіювання геометричних параметрів вставок в заданих діапазонах дозволяє відстежити динаміку досягнення балансу між збільшенням інтенсивності теплообміну та збільшенням гідравлічних втрат.

Характеристики «загромаджуючого» типу гофрування наведені в таблиці 2.1:

Таблиця 2.1 – Геометричні параметри гофрування «загромаджуючого» типу

Довжина хвилі гофра w , мм	Амплітуда гофра		Відношення параметра a_2 до радіусу труби, $k=a_2/R_0$	Ступінь пережиму витратного перерізу, d_0/d
	a_1 , мм	a_2 , мм		
20	6	0	0	1,00
		1,5	0,043	1,04
		2,25	0,064	1,07
		3	0,086	1,09

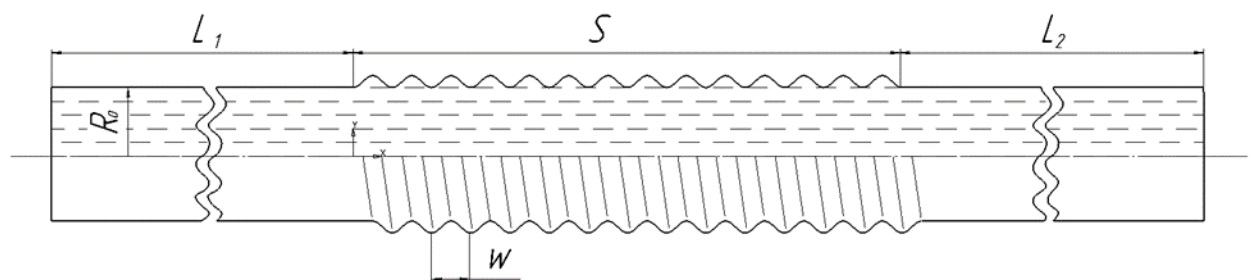
Геометричні параметри «незагромаджуючого» гофрування варіювалися в значно більшому діапазоні (таблиця 2.2):

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри гофрування «незагромаджуючого» типу

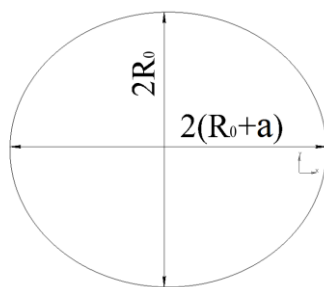
w , мм	$k_1=w/R_0$	a , мм	$k_2=2a/w$	$k_3=2a/R_0$	Площа гофрованої вставки, m^2
1	2	3	4	5	6
10	0,29	1,5	0,3	0,085	0,077
		3	0,6	0,171	0,108
		4,5	0,9	0,257	0,147
15	0,43	6	0,4	0,171	0,090
20	0,57	3	0,3	0,171	0,080
25	0,71	6	0,24	0,171	0,074
30	0,86	3	0,2	0,171	0,070

1	2	3	4	5	6
40	1,14	1,5	0,075	0,085	0,065
		3	0,15	0,171	0,070
		3,5	0,175	0,200	0,093
		4,5	0,225	0,257	0,077
		10	0,500	0,571	0,120
60	1,71	3	0,1	0,171	0,073

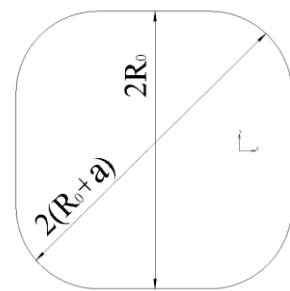
Для виявлення впливу закрутки потоку на його теплогідравлічні параметри проводився чисельний експеримент в тривимірній постановці з гофрованими вставками витого типу (рис. 2.4, а).



а



б



в

Рисунок 2.4 - Геометрія розрахункової області: а – схема досліджуваної труби; б - кут нахилу гофрування 80° ; в – кут нахилу гофрування 70°

Довжина хвилі одного гофра становила $w = 20$ мм, висота $2a = 6$ мм. Залежно від кута нахилу витого гофрування до осі труби змінювалася форма перетину. При куті гофрування 80° (крок витка гофра становить 40 мм),

поперечний переріз гофрованої труби приймає вид еліпсоїда (рис. 2.4, б) і має площу $0,00454235 \text{ м}^2$, в 1,18 рази більшу, ніж в гладкій трубі. Кут гофрування по відношенню до осі труби 70° (крок витка гофра становить 80 мм) утворює перетин, представлений на рис. 2.4, в з площею $0,00454188 \text{ м}^2$.

Одним із найважливіших етапів при підготовці до проведення чисельного експерименту є побудова сітки розбиття розрахункової області [72]. Невідповідність розрахункової сітки поставленій задачі призводить до нестійкості, відсутності збіжності рішення або взагалі до незадовільного результату. Отже побудова сітки розбиття є однією з головних проблем при проведенні комп'ютерного моделювання, заснованого на чисельному вирішенні системи диференціальних рівнянь з частинними похідними. Існують правила побудови сітки, основні з яких можна сформулювати наступним чином:

- 1) лінії сітки повинні бути гладкими, без зламів, для забезпечення неперервності похідних;
- 2) сітка повинна бути достатньо щільною в місцях очікуваних чисельних помилок та з великими градієнтами параметрів течії;
- 3) чарунки сітки не повинні бути сильно скошеними;
- 4) значення параметру $h^+ = ((\tau/\rho)^{0.5} \cdot \Delta r)/\nu$, де Δr - крок сітки, не повинно бути вищим за одиницю.

Метод кінцевих об'ємів дозволяє використовувати як структуровані, так і неструктуровані сітки. В досліджуванні двомірних задач використовувались сітки із наступними параметрами: кількість вузлів по радіусу труби не перевищувало 100, по довжині труби становила трохи більше 3700. Значення параметра $h^+ = ((\tau/\rho)^{0.5} \cdot \Delta r)/\nu$ [75] не перевищувало 0,05. Крок за часом вибирався таким чином, щоб забезпечити найменші витрати машинного часу і при цьому задовольняв умові Куранта: $Co < 2$. Згущення сітки виконувалося біля стінки, для більш детального вивчення процесів в примежовому шарі, та в області гофрування (рис. 2.5).

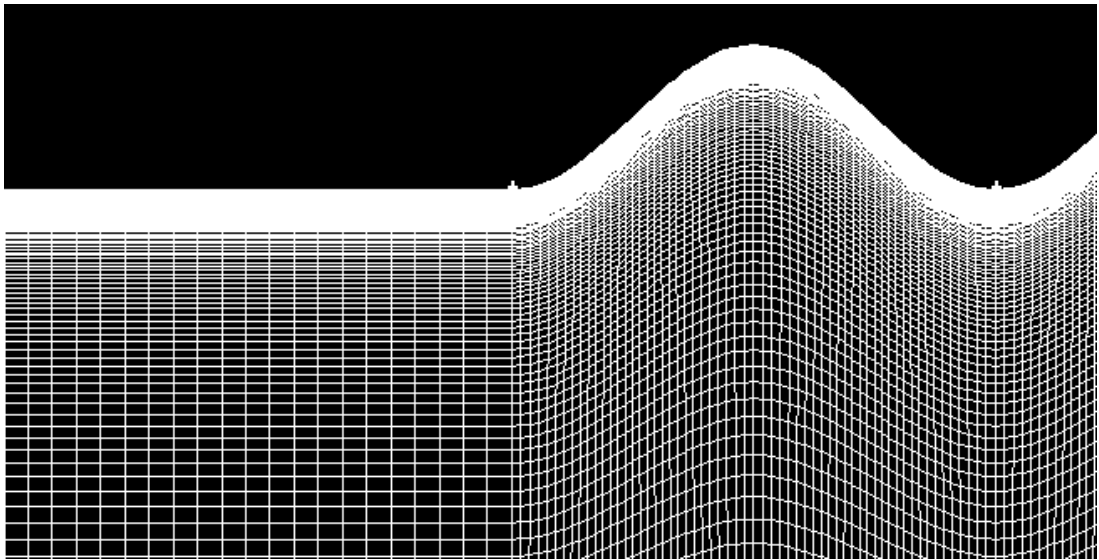


Рисунок 2.5 - Фрагмент структурованої сітки розрахункової області

Фрагмент розрахункової сітки для тривимірної задачі наведено на рис. 2.6 а, б. Побудована сітка змішаного типу: структурована область поблизу стінок на входному і вихідному патрубках і неструктурована в ядрі потоку та гофрований вставці. Найменший розмір чарунок у стінки труби, значення параметра $h^+ = ((\tau/\rho)^{0.5} \cdot \Delta r)/\nu = 0,4$ менше 1, що дозволяло достовірно описувати процеси в пристінній області. Кількість чарунок 5,2 млн.

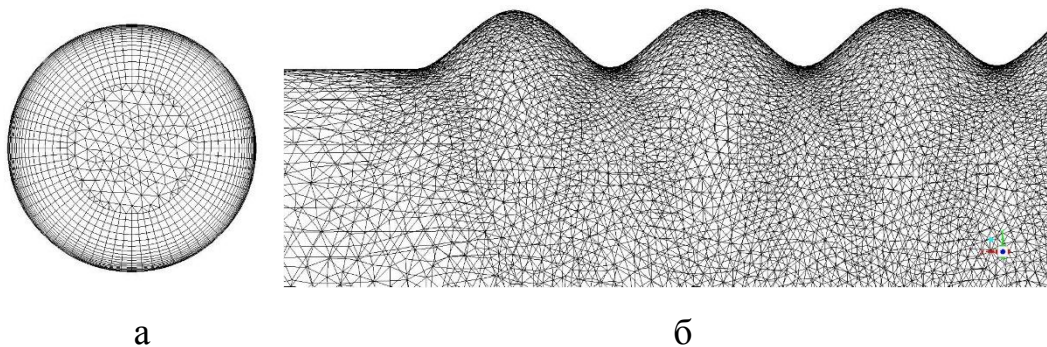


Рисунок 2.6 - Фрагмент розрахункової сітки: а – поперечний переріз; б – ділянка гофрування, вид збоку

Задавалися наступні граничні умови:

- на вході в трубу: значення швидкості (0,03; 0,05; 0,07; 0,1) м/с, однакове по всьому перерізу, і температура (283...333) К, таким чином, щоб забезпечити температурний напір в 25 К; 33,75 К; 37,5 К; 47 К та 50 К;

- на стінці: умова прилипання, умова непроникнення та постійна температура з діапазону (283...333) K;

- на виході: м'які граничні умови “outflow”, які використовуються у випадку, коли не відомі розподіл швидкості або тиску на границі, тобто в умовах нерозвиненого потоку в ТОА, довжина труб яких менша за довжину початкових ділянок динамічної і теплової стабілізації. При заданні подібної умови на виході з труби Fluent екстраполює значення всіх величин, що розраховуються, з розрахункової області.

При проведенні розрахунків контролювався процес сходження рішення шляхом спостереження за величиною нев'язок в ході ітерування. Нев'язка визначається як різниця двох частин рівнянь збереження і залежить від координати та часу. Задавалися абсолютні критерії сходження, за якими нев'язки кожного рівняння на кожній ітерації порівнювалися із заданим мінімальним значенням 0,001. Якщо кожен із обчислювальних критеріїв має нев'язку меншу заданої, рішення вважається збіжним.

2.4 Висновки по розділу 2

На основі аналізу особливостей структури неізотермічної течії на початкових ділянках труб в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса для проведення чисельного експерименту та комп'ютерного моделювання було:

1. Отримано систему рівнянь, що описує гідродинамічні і теплові процеси.
2. Обґрунтовано обрання методу прямого числового моделювання (Direct Numerical Simulation, DNS) для відтворення процесів в досліджуваних об'єктах.
3. Побудовано сітку розбиття розрахункової області, що задовольняє умовам дослідження.
4. Розглянуто особливості методу кінцевих об'ємів (CV-FVM, МКО) та доведена його придатність для вирішення поставлених задач.

5. Обґрунтовано обрання схем дискретизації та інтерполяції, алгоритму зв'язку полів тиску і швидкостей.

6. Приведені відомості щодо геометричних параметрів досліджуваних труб, режимних і теплових параметрів чисельного моделювання.

З ТЕПЛООБМІН І ГІДРОДИНАМІКА НА ПОЧАТКОВИХ ДІЛЯНКАХ ТРУБ ІЗ ГОФРОВАНИМИ ВСТАВКАМИ «НЕЗАГРОМАДЖУЮЧОГО» ТИПУ

3.1 Гідродинамічні особливості течії в трубах із гофрованими вставками «незагромаджуючого» типу

В розділі розглянуто структуру вихрової неізотермічної течії та її вплив на теплообмінні процеси на початковій ділянці гладкої труби і труби з гофрованою вставкою «незагромаджуючого» типу при перехідних числах Рейнольдса.

Формування конвективного теплообмінного процесу та оцінка можливості його інтенсифікації залежить від механізму течії, особливостей її структури в пристінній області. Перехідний режим течії, який розглядається в даній дисертації, має ряд особливостей [76-81]. Розглянемо спочатку гідродинамічні особливості течії на початкових ділянках гладких труб.

На початковій ділянці гладкої труби за гідравлічний опір та інтенсивність теплообміну відповідає примежовий шар. Формування асимптотичного профіля Гагена-Пуазейля залежить від числа Рейнольдса, початкових збурень та геометрії поверхні труби, а також фізичних властивостей рідини, особливо в'язкості. Квадратична апроксимація залежності динамічної в'язкості від температури теплового примежового шару товщиною δ , який формується на початковій ділянці труби можна представити у вигляді (3.1-3.2) [82]:

$$\mu(\eta) = \mu(o) \text{ при } 0 \leq \eta \leq s, \quad (3.1)$$

$$\mu(\eta) = \mu(R) \left[\frac{1-\beta}{(1-s)^2} (\eta-s)^2 + \beta \right] \text{ при } s \leq \eta \leq 1, \quad (3.2)$$

де $\eta = \frac{r}{R}$; $s = 1 - \frac{\delta}{R}$; $\beta = \frac{\mu(o)}{\mu(R)} < 1$, $\delta \neq 0$.

Отримаємо аналітичний вираз для профіля швидкості, який в ядрі потоку має вигляд (3.3) [82]:

$$U(\eta) = \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right) \frac{R^2}{2\mu(R)} \frac{1}{2\beta} (s^2 - \eta^2) + U(s) \quad \text{при } 0 \leq \eta \leq s, \quad (3.3)$$

де $U(s) = \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right) \frac{R^2}{2\mu(R)} \left(\frac{1}{2\theta} \ln \left| 1 + \frac{\theta}{\beta} (1-s)^2 \right| + \frac{s}{\sqrt{\beta\theta}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\theta}(1-s)}{\sqrt{\beta}} \right)$, а всередині теплового примежового шару (3.4):

$$U(\eta) = \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right) \frac{R^2}{2\mu(R)} \times \\ \times \left[\frac{1}{2\theta} \ln \left| \frac{\beta + \theta(1-s)^2}{\beta + \theta(\eta-s)^2} \right| + \frac{s}{\sqrt{\beta\theta}} \left(\operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\theta}(1-s)}{\sqrt{\beta}} - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\theta}(\eta-s)}{\sqrt{\beta}} \right) \right], \quad (3.4)$$

де $\theta = \frac{1-\beta}{(1-s)^2}$ із точкою перегину при $\eta_b = \sqrt{s^2 + \frac{\beta}{\theta}}$.

За відсутністю градієнта динамічної в'язкості цей вираз автоматично трансформується в описання параболічного профіля швидкості.

В розглянутому діапазоні температур і відповідному діапазоні градієнтів в'язкості в пристінній зоні усталений профіль швидкості повинен істотно відрізнятися від параболічного, більш того він повинен мати точку перегину, що є необхідною умовою нестійкості за теоремою Релея (рис. 3.1).

Отже можна припустити, що сценарій переходу до турбулентної течії в трубі в неізотермічних потоках відрізняється від переходу при ізотермічних. Відповідальним за збурення, що виникають в потоці, може бути примежовий шар, який формується на поверхні труби під дією негативного градієнта тиску, але з досить складним профілем в неізотермічній течії, так як

динамічний примежовий шар товще теплового ($Pr > 1$). В такому разі судити про стійкість течії тільки по формі профілю некоректно.

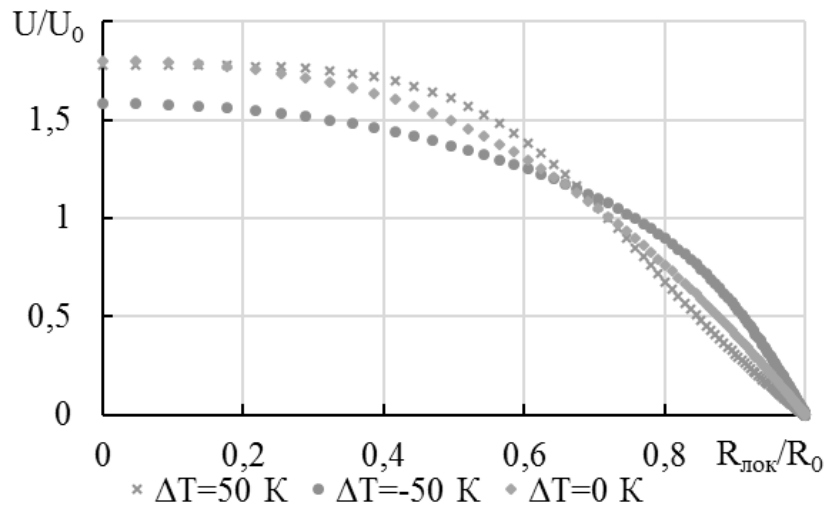


Рисунок 3.1 - Безрозмірний профіль швидкості за різних температурних умов при числі Рейнольдса $Re = 1600$

Залежно від градієнта температури для стисливих і нестисливих середовищ відбувається прискорення або уповільнення початку процесу генерації та розвитку збурень у примежовому шарі [83]. У розглянутому діапазоні температур теплоносія відповідна зміна коефіцієнта динамічної в'язкості води і, відповідно, числа Прандтля, призводить до істотної зміни гідравлічних втрат та до якісної зміни розвитку збурень вниз по потоку, що демонструє розподіл напружень тертя на стінці труби (рис. 3.2).

В діапазоні значень температурного напору, відповідного числам Прандтля $Pr_f > 4,5$, в потоці як в гладкій трубі, так і в трубі з гофрованою вставкою при числі Рейнольдса $Re = 5300$ не спостерігається кінцевих збурень. При числі Прандтля $Pr_f \leq 4$ вплив градієнта в'язкості проявляється у вигляді появи гармонійних низькочастотних коливань (рис. 3.2) в кінці розглянутої ділянки.

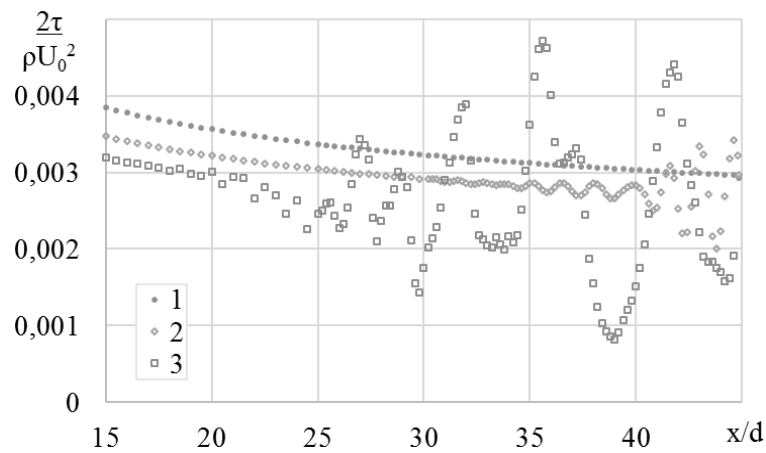


Рисунок 3.2 - Миттєві напруги тертя в гладкій трубі при різних температурних напорах та $Re=5300$: 1 – $\Delta T=25^\circ$; 2 – $\Delta T=37^\circ$; 3 – $\Delta T=50^\circ$

При подальшому зменшенні числа Прандтля теплоносія, що надходить, початок фіксуємих пульсацій зміщується до входу труби, але фазова швидкість і довжина хвилі збурень практично не змінюються (рис. 3.3, а, б).

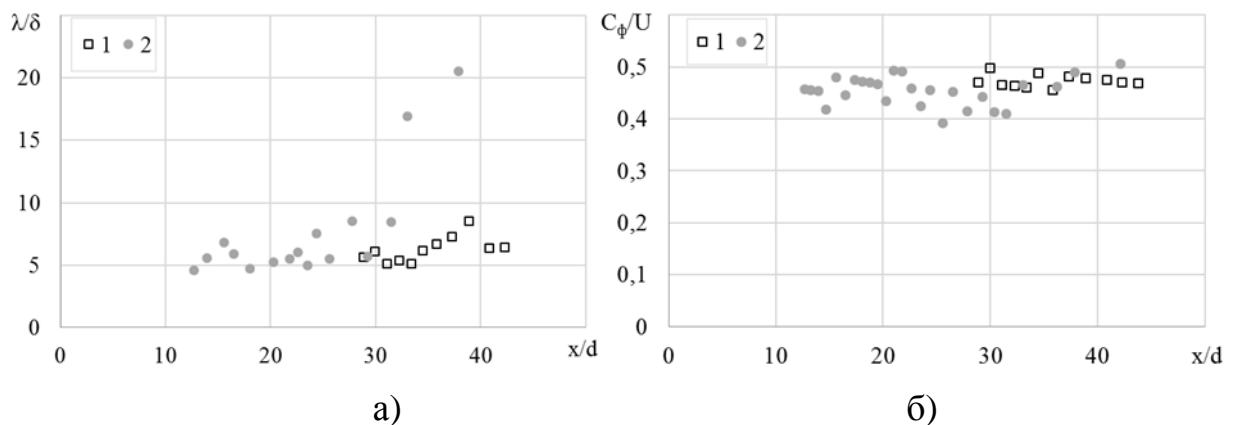


Рисунок 3.3 - Безрозмірні довжини хвиль (а) і фазові швидкості (б) виникаючих коливань, при різних температурних напорах та $Re=5300$: 1 – $\Delta T=37^\circ$; 2 – $\Delta T=50^\circ$

Збурення, що виникають всередині примежового шару на поверхні труби, без зсуву фаз і практично з тією ж амплітудою фіксуються на осі труби, що підтверджує трансформацію хвиль завихреності на поверхні труби в хвилю тиску. Довжини хвиль та фазові швидкості C_ϕ виникаючих коливань, обезрозмірені по товщині примежового шару та по місцевій максимальній швидкості, відповідають класичним значенням хвилі Толлміна-Шліхтінга в

примежовому шарі на пластині ($\lambda / \delta = 6$; $C_f / U = 0,45$, рис. 3.3). А так як товщина примежового шару δ , відповідно, максимальне значення швидкості на осі труби досить швидко ростуть вниз за течією, то Фур'є-аналіз цих збурень демонструє багаточастотний дискретний спектр. При цьому треба відмітити, що початкові значення довжин хвиль та фазових швидкостей збурень, що фіксуються при одному числі Рейнольдса, практично не залежать від температурного напору, однак область їх появи зміщується до входу труби при збільшенні температурного напору (рис. 3.3).

При $\Delta T = 50^\circ$ збурення, що поширюються, на початковій ділянці труби втрачають регулярність, різко зростає їх амплітуда і довжина хвилі, що говорить про початок хаотизації процесу переходу; при менших значеннях температурного напору на розглянутій початковій ділянці хвильові збурення зберігають свою регулярність.

При фіксованому температурному напорі $\Delta T = 50^\circ$ і числах Рейнольдса менших 2000 навіть при наявності точки перегину на профілі осциляцій в потоці не спостерігається. Збільшення швидкості до значень, відповідних числам Рейнольдса $Re \geq 2300$, призводить до появи в неізотермічному потоці на певній відстані від входу в трубу низькочастотних осциляцій, що розповсюджуються вниз по потоку (рис. 3.4). Із збільшенням числа Рейнольдса ця відстань зменшується.

Збурення потоку нарастають по довжині труби. Область кінцевих збурень в трубі локалізується при числах Рейнольдса, взятих по довжині незбуреної ділянки: $Re \sim 70000 \dots 115000$, яка починає встановлюватися через характерний час розрахунку $\tau_0 = L / U_0$, де L —довжина розрахункової області. При $\tau > 2\tau_0$ розрахунок виходить на квазіперіодичні осциляції перепаду тиску при постійному значенні тиску на вході в трубу. В ізотермічному потоці збурення не спостерігаються в усьому розглянутому діапазоні чисел Рейнольдса ($Re < 5000$). У неізотермічному потоці, в якому відбувається збільшення в'язкості в напрямку від поверхні труби, збурення швидкості і тиску в потоці так само залишаються фоновими [84].

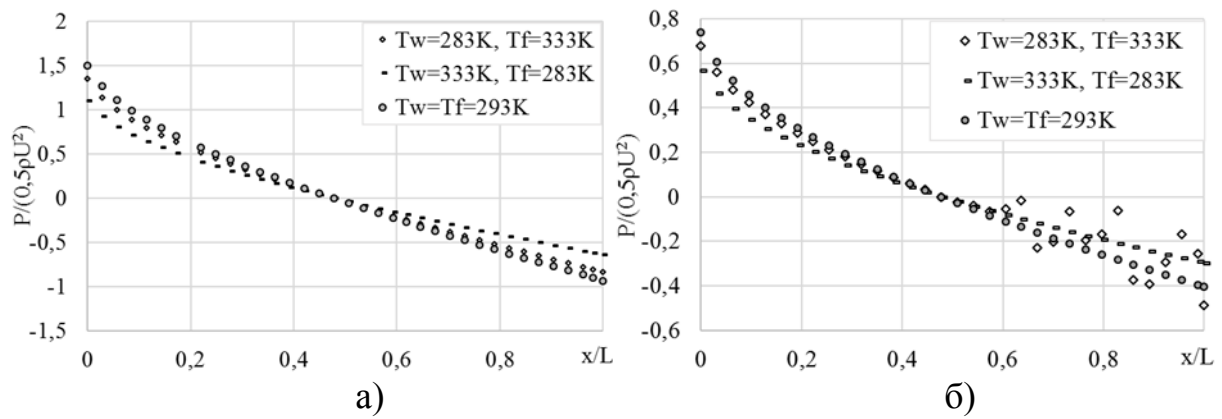


Рисунок 3.4 - Безрозмірні значення тиску вздовж вісі труби за різних температурних умов при а) $Re = 1600$ та б) $Re = 5300$

При числі Рейнольдса $Re = 5300$ хвиля тиску з кінцевою амплітудою зафіксована на безрозмірній відстані $z/d \approx 12$ (z – відстань від входу в трубу, на якій зафіксована поява коливань), але ця відстань досить умовна і визначається величиною порогового значення амплітуди коливання повздовжньої швидкості на кордоні примежового шару (0,1% від середньовитратної швидкості). Швидкість розповсюдження хвилі та її довжина зростають пропорційно локальній максимальній швидкості, безрозмірна величина фазової швидкості складає 0,45...0,51. Так при $Re = 3750$ довжина хвилі на момент її фіксації складала порядку $1,5d$, а на момент виходу з початкової ділянки складала $3,5d$ із збереженням власної безрозмірної частоти $St = f \cdot d/U \approx 0,31$. Ця хвиля домінує над хвилями інших дискретних частот із спектру частот нестационарного значення тиску, що записується на протязі всього часу розрахунку.

Коливання, що зароджуються в гладкій трубі при збільшенні числа Рейнольдса призводять до нестационарності потоку тепла на виході з початкової ділянки труби, що можна простежити по кореляції зміни в часі значень радіальної складової швидкості U_r , що фіксуються в точці біля виходу з труби, і значень осциляцій потоку тепла на виході з початкової ділянки труби, наведених на рис. 3.5:

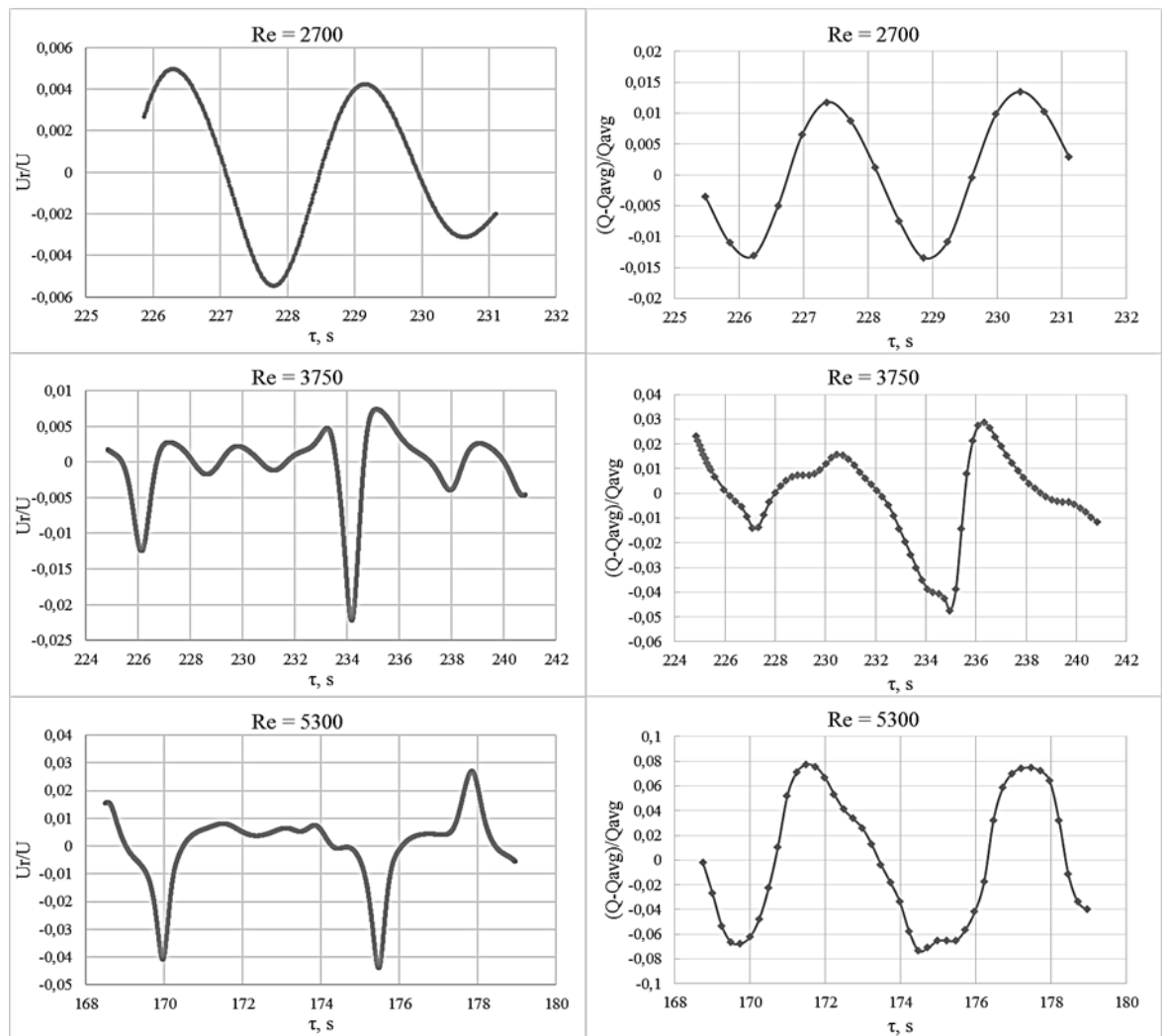


Рисунок 3.5 - Безрозмірні величина вертикальної компоненти швидкості на кордоні теплового примежевого шару при $z/d = 44$ і величина осциляції теплового потоку при відповідних числах Re

При $Re \sim 2000$ та $\Delta T = 50^\circ$ виникаюча фонова завихреність призводить до осциляцій напруження тертя та теплового потоку на фоні класичного розподілу напруження тертя та теплового потоку по довжині труби при зростанні примежевого шару. Амплітуда коливань швидкості та напруження тертя мала (не перевищує 3% - 4%) і знаходиться в протифазі із коливаннями теплового потоку, що не перевищують 1% від середнього значення із вимушеними частотами коливань 0,3 Гц. По досягненні значення числа Рейнольдса 3500 з'являються пікові низькочастотні коливання радіальних швидкостей великої амплітуди, що говорить про початок процесу

переходу до турбулентного режиму та викликає відповідні незначно зміщені за фазою коливання локальних значень теплового потоку на поверхні, які сягають 5%. Коливання радіальної швидкості малої амплітуди не мають істотного впливу на теплообмінні процеси. При $Re = 5300$ амплітуди пікових коливань радіальної швидкості суттєво зростають, але відповідні коливання теплового потоку змінюються лише на 20%.

Розміщення гофрованої вставки в трубі поблизу місця зародження власних коливань потоку, залежно від параметрів гофрування, змінює описані вище теплогідравличні процеси, нав'язуючи вихрові збурення певних масштабів і інтенсивності та впливаючи на формування примежових теплового і динамічного шарів.

При фіксованій відстані гофрованої вставки від входу в трубу за різних температурних напорів виникають дві принципово різні ситуації: гофрована вставка сама є джерелом первинних збурень та гофрована вставка видозмінює власні збурення потоку в трубі, що виникли вище неї за течією. При $Pr_f = 2,93$ ($\Delta T = 50^\circ$) початок генерації власних збурень в потоці відбувається до гофрованої вставки, а при $Pr_f = 4,02$ ($\Delta T = 37,50^\circ$) початок виникнення власних збурень в гладкій трубі відповідав би середині гофрованої вставки.

Вплив в'язкісних ефектів на зміну напруження тертя в гофрованій вставці при зміні температурного напору в потоці представлено на (рис. 3.6). При натіканні теплоносія на перші поглиблення гофрованої вставки параметри вихрових утворень практично не залежать від температурного напору. Однак зі збільшенням температурного напору в наступних поглибленнях стійкість вихрової течії всередині поглиблень порушується з утворенням нестійкої багатовихрової системи, і гофрована поверхня стає джерелом збурень з довжинами хвиль $\sim 2/3w$. При цьому треба врахувати, що було розглянуто гофрування, яке виявилось істотно менше довжини хвилі Толлміна-Шліхтінга.

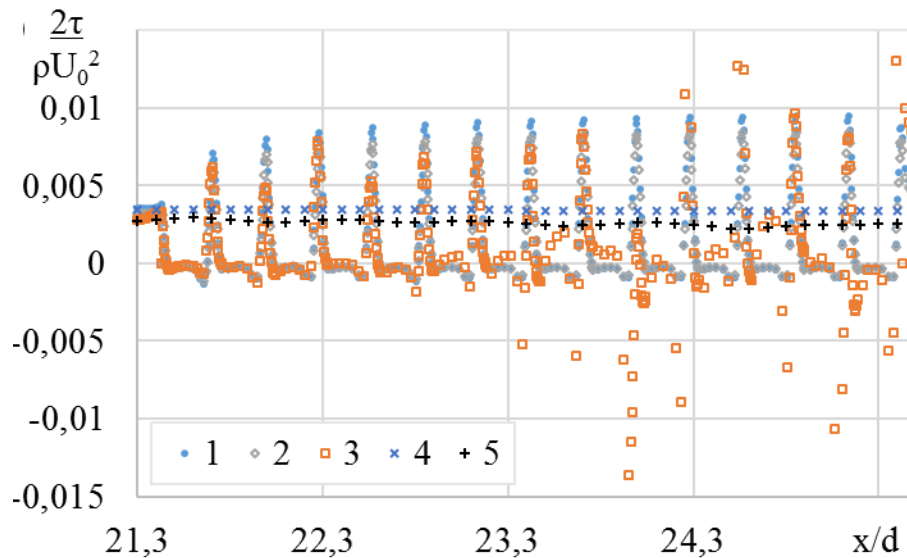


Рисунок 3.6 - Миттєві значення напруження тертя в області гофрованої вставки при різних температурних напорах та $Re=5300$: 1 – $\Delta T=25^\circ$; 2 – $\Delta T=37^\circ$; 3 – $\Delta T=50^\circ$; 4 -гладка труба, $\Delta T=25^\circ$; 5 -гладка труба, $\Delta T=50^\circ$

При оцінці зміни гідравлічного опору, що виникає внаслідок введення гофрованої вставки необхідно прийняти до уваги залежність перепаду тиску в трубі від напрямку теплового потоку. За умови «холодної» стінки неізотермічність в пристінній зоні обумовлює появу збурень в потоці, яка відбувається раніше, а, отже, гідравлічний опір збільшується. При «горячій» стінці $\Delta T = T_f - T_w = -50$ К граничне число Рейнольдса, при якому з'являються перші збурення в потоці, істотно більше, а інтенсивність збурень менша, що обумовлює менший гідравлічний опір.

При холодних стінках і гарячому теплоносії ($\Delta T = +50$ °С) гідравлічний опір в трубі вище, але його значення нижче, ніж при ізотермічному потоці $T = 20$ °С, що показує вплив градієнта динамічної в'язкості по нормалі до поверхні.

Оцінка гідравлічних втрат при $\Delta T = +50$ °С показала, що при «незагромаджуючому» типі гофрування, на відміну від інших типів гофрування, додаткового гідравлічного опору, обумовленого зменшенням прохідного перетину, не виникає.

Мінімальні і максимальні значення тиску спостерігаються в районі вершин гофрів (рис. 3.7): мінімальне – за вершиною, а максимальне – перед вершиною, де відбувається розгалуження лінії струму на внутрішню течію в поглибленні і на ковзаючу зовнішню[59]:

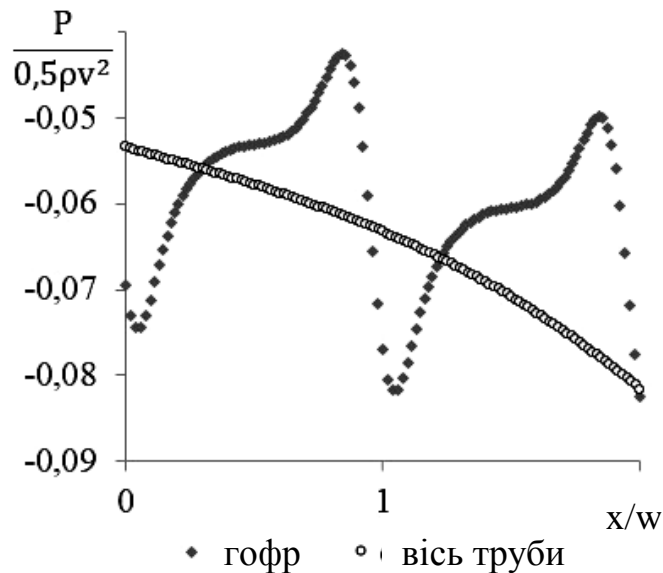


Рисунок 3.7 - Безрозмірний тиск на стінках і на вісі труби на двох довжинах хвиль гофрованої ділянки при числі Рейнольдса $5 \cdot 10^3$, $\Delta T = +50^\circ \text{C}$

При $\Delta T = +50^\circ \text{C}$ зміна геометричних параметрів гофрованої вставки впливає на зміну теплогідравлічних процесів в трубі наступним чином [85].

При $w \ll R$, незалежно від амплітуди гофрування, зміною середньовитратної швидкості по довжині хвилі можна знехтувати. Всі зміни параметрів потоку відбуваються в районі поверхні труби та в залежності від амплітуди гофрування і числа Рейнольдса, що може відповідати течії в шорстких трубах. При гофруванні з довжинами хвиль $w \sim R$ процес стає багатопараметричним, так як параметри течії залежать не тільки від числа Рейнольдса по радіусу труби і по довжині хвилі гофрування, але й від амплітуди гофрування, через необхідність урахування ефекту періодичної конфузності.

Після короткохвильової гофрованої вставки ($k_1 = 0,29$) спектри пульсацій тиску практично не залежать від амплітуди гофра ($k_2 = 0,3 \dots 0,9$) і

мають яскраво виражений дискрет в районі 1 Гц, що говорить про генерацію збурень певної довжини (рис. 3.8). Спектри пульсацій тиску в точці за короткохвильовою гофрованою вставкою відрізняються від розмитого в діапазоні 0,1 ... 1,0 Гц частотного спектра пульсацій тиску в гладкій трубі звуженням спектра до 0,9 ... 1,1 Гц. (рис. 3.8).

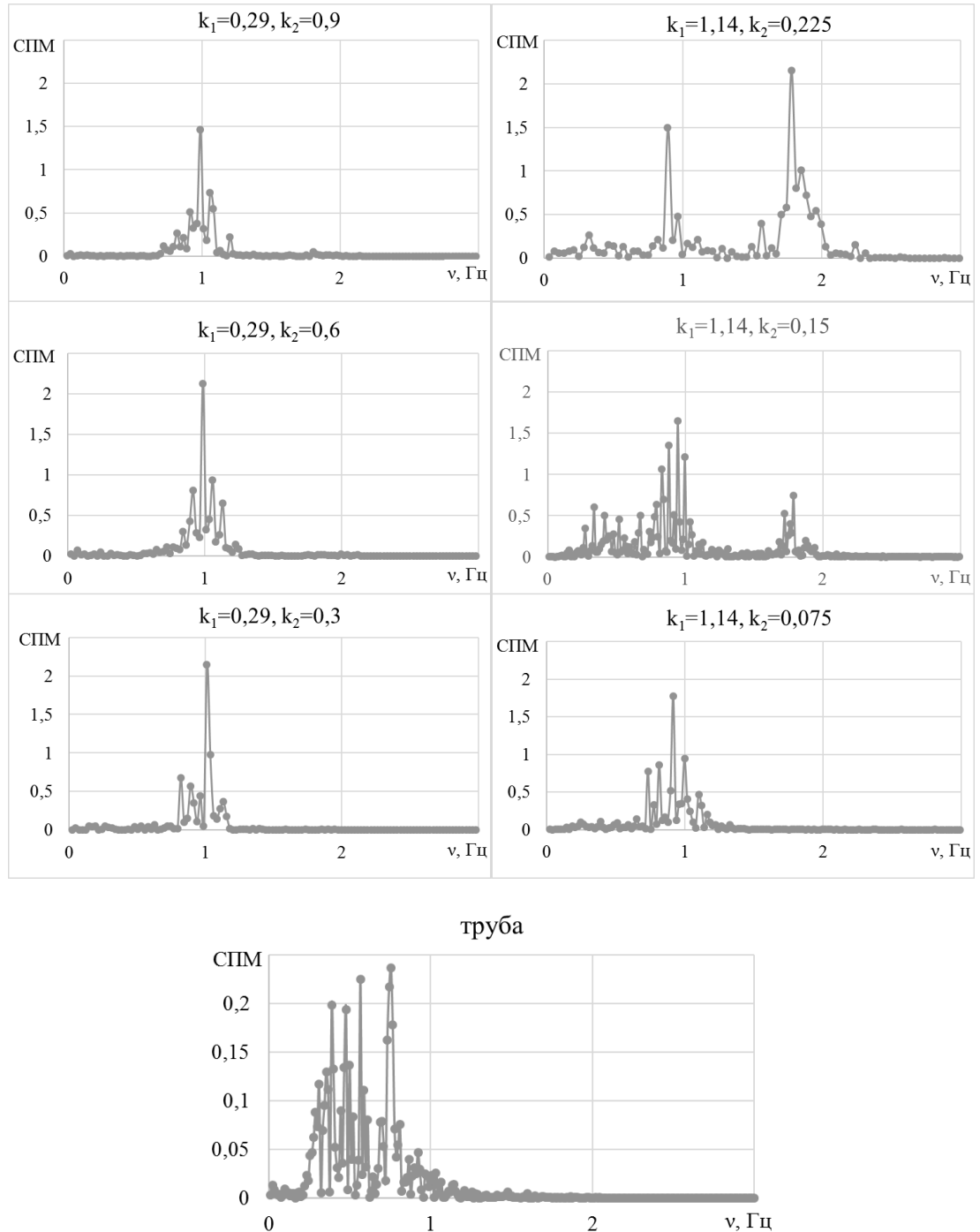


Рисунок 3.8 - Частотні спектри пульсацій тиску в трубах з гофрованою вставкою різної геометрії та в гладкій трубі при $Re = 5300$

Спектри пульсацій тиску після довгохвильового гофрування навпроти демонструють істотну залежність від його амплітуди. За малої амплітуди гофрів ($k_2 < 0,075$) масштаб вихорів, що спостерігався, був менший ніж в гладкій трубі. Збільшення амплітуди призводить до зміщення спектру від частоти 1 Гц в область низьких частот та появи дискретної складової 1,75 Гц. При подальшому збільшенні амплітуди гофра ця дискретна складова стає домінуючою, що говорить про появу енергонесучих вихорів іншого масштабу.

Амплітуда і довжина хвилі гофра визначають структуру вихрові течії всередині нього. На рис. 3.9 показані миттєві векторні поля швидкості всередині западин гофрованої поверхні різної глибини ($k_2 = 0,3$; $k_2 = 0,9$) при малій довжині хвилі $k_1 = 0,29$ і середньовитратній швидкості $U = 0,1$ м / с.

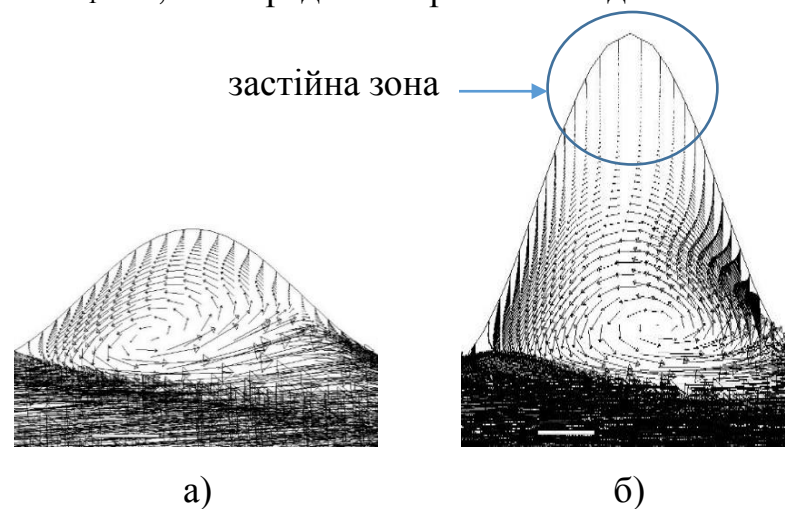


Рисунок 3.9 - Векторні поля швидкості в гофрах різної амплітуди:

а – $k_2 = 0,3$; б – $k_2 = 0,9$, $k_1 = 0,29$ при $Re = 5 \cdot 10^3$

Ці безрозмірні значення заглиблень відповідають загальноприйнятим поняттям дрібного і глибокого поглиблення відповідно. В дрібному поглибленні, вихор має характерний розмір рівний глибині западини і втягує в рух практично весь її об'єм (рис. 3.9, а), в той час як в глибокому утворюється застійна зона рідини (рис. 3.9, б).

Отже в поглибленні гофру утворюються вихрові структури різних масштабів та інтенсивності, стійкість яких обумовлюється геометрією

структурованої поверхні і числом Рейнольдса, а також місцем розташування гофра во вставці. Зі збільшенням температурного напору стійкість вихрової течії всередині поглиблень порушується з утворенням нестійкої багатовихрової системи, гофрована поверхня стає джерелом збурень. Від гофра до гофра інтенсивність вихрового руху в поглибленні зростає, як і обумовлена ним конвективна складова теплообміну та тертя. На рис. 3.10 наведені значення напруги тертя на ділянці в середині короткохвильової гофрованої вставки та візуалізація вихрової течії при $Re = 5300$.

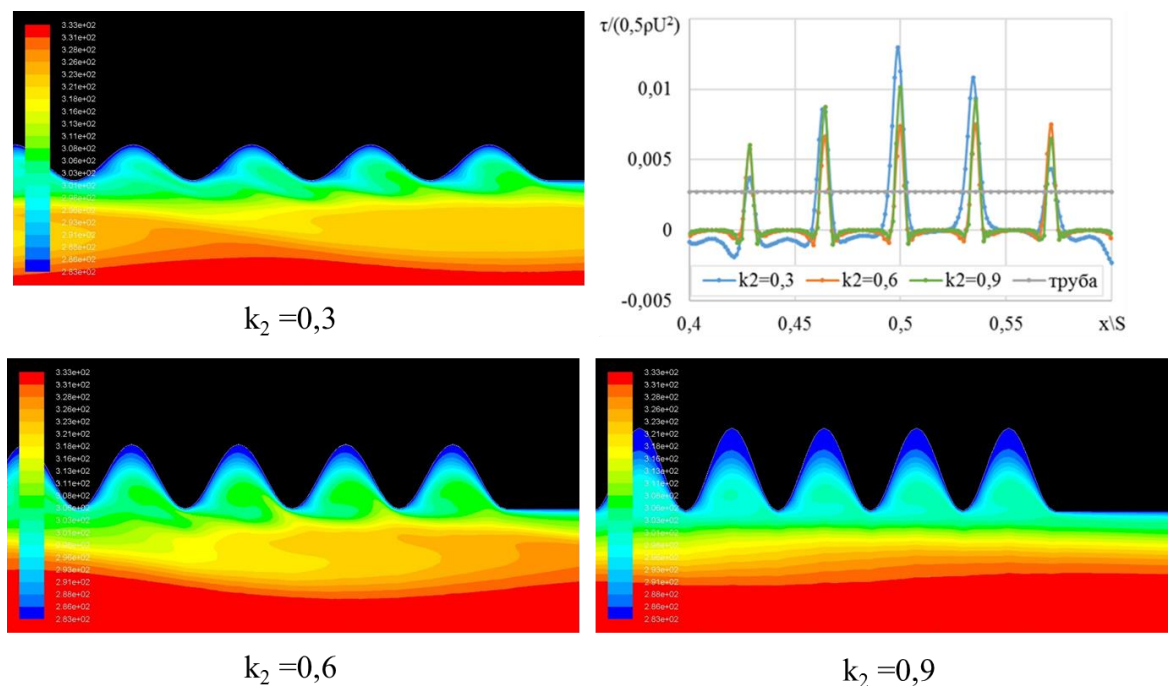


Рисунок 3.10 - Напруга тертя на поверхні гофра $k_1 = 0,29$ і температурні поля біля нього при $Re = 5300$

На навітряній стінці кожного поглиблення в гофрованій вставці існує точка, в якій потік стикається з поверхнею і товщина примежового шару в районі цієї точки мінімальна. Тут потік веде себе як при «ударному» вході в трубу, коли течія ще не розвинена, а примежовий шар має мінімальну товщину. В таких точках тепловіддача і напруга тертя сягають максимальних значень. Найбільше значення напруги тертя і тепловіддачі, яке спостерігається на гребнях гофра, в кілька разів перевищує відповідні

значення на поверхні гладкої труби. Напряга тертя всередині поглиблення гофра при $Re_w = Uw/v = 540$ (w - довжина хвилі, $k_1 = 0,29$), коли вихор стійкий, приймає негативні значення при відносній глибині гофра $k_2 = 0,3$ і стає нульовою при збільшенні амплітуди гофра. При менших значеннях амплітуди гофра вихрова течія в поглибленнях слабка або відсутня.

Напряги тертя на гребнях також зростають при проходженні довгохвильового збурення, що зародилося перед гофром. Вихрові структури, генеровані заглибленнями короткохвильового гофра, мають менші масштаби в порівнянні з власними збуреннями потоку і слабо впливають на послідовний розвиток вихрової течії в трубі. На рисунках з температурною візуалізацією вихрової течії (рис. 3.10) чітко видно різницю масштабів. Результати розрахунків показують, що максимально можливий вплив при таких довжинах хвиль оказує гофрована поверхня з відносною амплітудою $k_2 = 0,3$, що корелює з результатами на площині.

При збільшенні довжини хвилі гофрованої поверхні, коли число $Re_w > 2000$, визначальним фактором структури вихрової течії всередині поглиблення стає її стійкість. При малих відносних амплітудах хвилі $k_2 \sim 0,1$ вихори малих масштабів, що формуються в поглибленнях між гребнями і періодично залишають їх, не взаємодіють ні з хвилею тиску, ні з хвилею завихреності. З першою - через різниці масштабів, а з другою - по причині малої інтенсивності. На рис. 3.11 наведені значення напруги тертя на середній ділянці довгохвильового гофра ($k_1 = 1,14$) для різних амплітуд гофрування й температурна візуалізація вихрової течії. При амплітуді хвилі $k_2 = 0,075$ вихор зміщений до вітряної сторони гофра. Він досить чітко виден на зображенні температурної візуалізації, і його інтенсивність проявляється в негативній величині напруги тертя. При збільшенні відносної амплітуди в два рази ($k_2 = 0,15$) між гребнями формується досить інтенсивна багатовихрова система, яка періодично руйнує збурену течію в трубі. Це видно і на картині температурної візуалізації, і по значенням напруги тертя, що осцилюють. При ($k_2 = 0,225$) трьох вихрова структура течії між гребнями

стає більш інтенсивною і нестійкою, при цьому періодичність її руйнування зберігається, що було відзначено в спектрах тисків за гофрованою ділянкою гофрів з відносними глибинами $k_2 = 0,15$ і $0,225$.

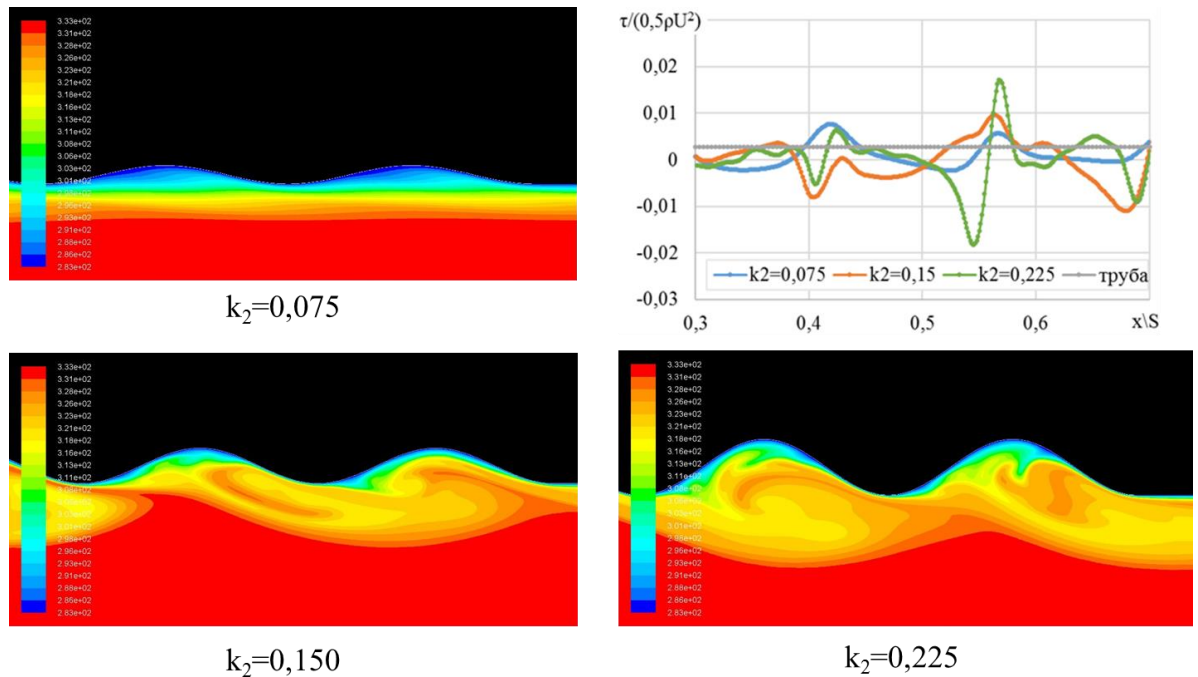


Рисунок 3.11 - Напряга тертя на поверхні гофра $k_1 = 1,14$ і температурні поля окрест нього при $Re = 5300$

При малих відносних амплітудах хвилі $k_2 \sim 0,1$ вихори малих масштабів, що формуються в поглибленнях між гребнями і періодично залишають їх, не мають істотного впливу на динамічні параметри зовнішньої течії. При збільшенні відносної амплітуди до $k_2 = 0,15$ між гребнями формується досить інтенсивна багато вихрова система, що періодично руйнує збурену течію в трубі. Подальше збільшення амплітуди призводить до ще більш нестійкої та інтенсивної течії в поглибленнях, але періодичність її руйнування зберігається. При цьому виконується аналогія Рейнольдса: збільшення завихреності супроводжується збільшенням теплообміну. Однак, в аналогії Рейнольдса розглядається модуль завихреності, в той же час при детермінованому вихровому потоці між гофрами знак завихреності

змінюється, тим самим зменшується інтегральне значення тертя, але зберігається теплообмін.

Результати чисельного експерименту на короткохвильовому гофрі показують, що прямого руйнівного впливу на довгохвильові власні збурення течії вихрові структури, що формуються між гребнями, не мають, але при цьому швидкість наростання власних збурень зменшується. Цей ефект може бути непрямым підтвердженням в'язкої причини нестійкості. При довгохвильовому гофруванні спостерігається прямий вплив вихрової системи гофрів на власні довгохвильові збурення течії при відповідному числі Рейнольдса. На рис. 3.12 наведені миттєві профілі завихреності і температур, що демонструють розмір вихорів, які покидають початкову ділянку труби в гладкій трубі і трубі з довгохвильовою гофрованою вставкою.

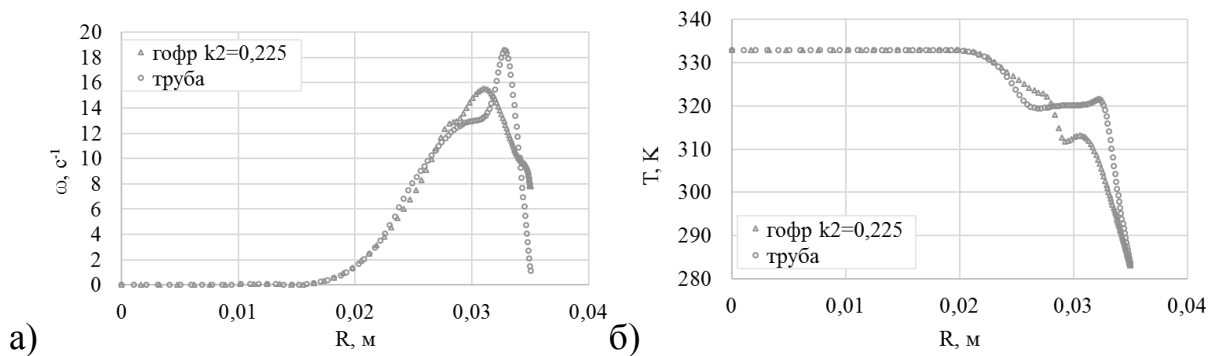


Рисунок 3.12 - Профілі завихреності ω (а) і температури (б) при $z/d=44$, $Re = 5300$ в гладкій трубі та в трубі з гофрованою вставкою

3.2 Теплообмінні процеси в трубах із гофрованими вставками «незагромаджуючого» типу

Відношення температури потоку до температури стінки оказує чималий вплив на інтенсивність теплообміну через зміну структури течії. Так при холодному теплоносії та горячій стінці ($\Delta T = -50^\circ$) сумарний тепловий потік на гофрованій вставці та вихідному патрубку в розглянутому діапазоні чисел Рейнольдса нижче в середньому на 30%, ніж при горячому теплоносії і

холодній поверхні ($\Delta T = +50^\circ$), за наявності збуреної течії в пристінній зоні у відповідному діапазоні чисел Рейнольдса.

Зміна величини температурного напору ΔT визначає зміну інтенсивності тепловіддачі та взагалі енергоефективність гофрованої вставки (рис. 3.13).

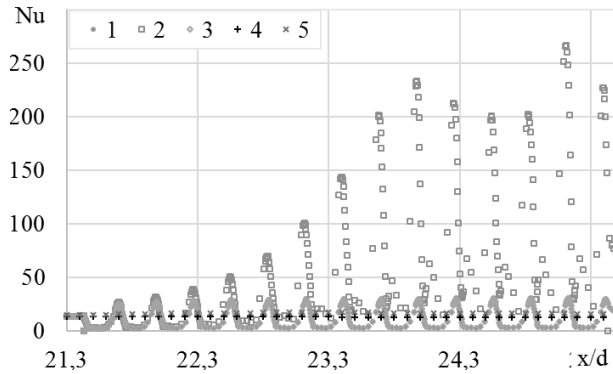


Рисунок 3.13 - Миттєві числа Нуссельта в області гофрованої вставки при різних температурних напорах та $Re=5300$: 1 – $\Delta T=25^\circ$; 2 – $\Delta T=37^\circ$; 3 – $\Delta T=50^\circ$; 4 -гладка труба, $\Delta T=25^\circ$; 5 -гладка труба, $\Delta T=50^\circ$

При цьому можна вказати величину температурного напору $\Delta T = 37,5^\circ$, починаючи з якої при $Re = 5300$ коли в трубі з'являються довгохвильові збурення кінцевої амплітуди, що призводять до інтенсифікації теплообміну. При малих значеннях температурного напору $\Delta T < 37,5^\circ$ при $Re = 5300$ інтенсивність тепловіддачі визначається геометрією хвильової поверхні: на гребенях істотно підвищується, а в западинах - знижується. При цьому середнє значення інтенсивності теплообміну несуттєво відрізняється від еквівалентної ділянки гладкої труби. І тільки при $\Delta T = 50^\circ$ ми спостерігаємо не тільки різке зростання збурень на гребенях, але й в западинах, в силу втрати стійкості регулярної вихрової течії в западинах гофра, що різко підвищує інтенсивність усередненого конвективного теплообміну в порівнянні з гладкою трубою.

При аналізі впливу параметрів заглиблень на вихрову структуру потоку, а отже і конвективний теплообмін в ньому, довжину та амплітуду

гофрування завжди співвідносять або з товщиною примежового шару, або з діаметром труби. Ці два параметра і визначають вихрову структуру течії та інтенсивність тепловіддачі в поглибленні та в сліді за ним [86]. При досягненні $Re_w = 2500$ єдине вихрове утворення в поглибленні трансформується в багатовихрову структуру із нерегулярним масообміном між поглибленням та основною течією в трубі. Теплообмін між рідиною в поглибленнях гофрів та основним потоком теплоносія з'являється при $k_1 > 0,6$ і по мірі подальшого збільшення довжини хвилі гофра зростає, що підтверджується значеннями радіальної складової швидкості на межі розділу. Зміна структури вихрової течії із збільшенням довжини поглиблення призводить до інтенсифікації тепломасообміну в самому поглибленні.

При збільшенні довжини хвилі гофра інтенсивність тепловіддачі зростає, але при досягненні довжини хвилі $k_1 = 0,7$ рівень тепловіддачі майже не змінюється (рис. 3.14):

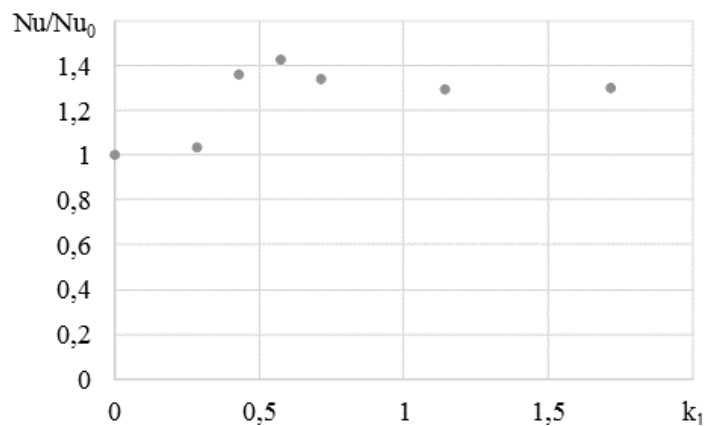


Рисунок 3.14 - Коефіцієнт тепловіддачі в залежності від довжини хвилі гофра при сталій амплітуді $a=6$ мм і числі Рейнольдса 5300, $\Delta T = +50$ °C

Дослідження впливу амплітуди гофрування на тепловіддачу труби було проведено для короткохвильового та довгохвильового гофрування з урахуванням змінності механізму течії в залежності від довжини гофру.

Так при збільшенні амплітуди короткохвильового гофра ($k_1=0,29$) конвективна складова теплообміну зменшується під впливом утвореної зони застою з температурою стінки, яку можна розглядати як додатковий термічний опір (рис. 3.15, а, б).

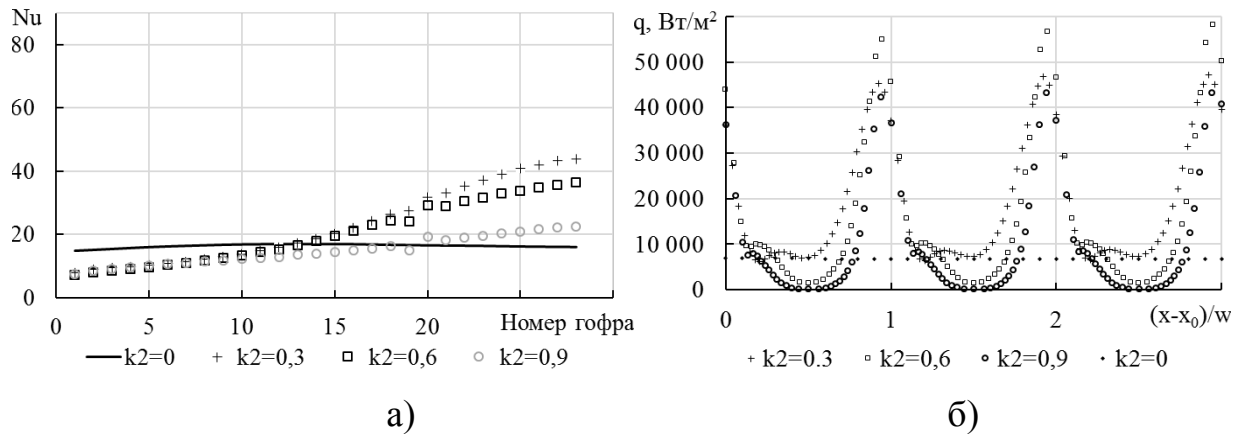


Рисунок 3.15 – Числа Нуссельта, осереднені по довжині поглиблення а) та щільність теплового потоку в трьох останніх поглибленнях короткохвильового гофра різної амплітуди б) при числі Рейнольдса 5300

При розгляді процесів передачі теплоти необхідно враховувати зміну теплообміну як за рахунок зміни структури течії, так і за рахунок розвитку теплообмінної поверхні. Збільшення площі теплообміну короткохвильової гофрованої поверхні частково компенсує зниження тепловіддачі, однак більша стабілізація потоку при $k_2 > 0,6$ призводить до зниження тепловіддачі на гофрованій ділянці і в сліді на вихідному патрубку, де течія стає менш збуреною по відношенню до гладкої труби.

Розташування поглиблення по довжині гофрованої вставки впливає на структуру течії і теплообмін в самому поглибленні [76]. Від гофра до гофра із зростанням завихреності в поглибленні зростає і інтенсивність теплообміну. Однак, в короткохвильовому гофруванні (рис. 3.15, б) це відбувається дуже повільно і вихід на постійні значення чисел Нуссельта, осереднених по довжині поглиблення, при довжині гофрованої вставки $S/d = 4$ не відбувається, незалежно від числа Рейнольдса. Найбільше значення густини

теплогового потоку по довжині хвилі гофра, як і слід було очікувати, приходить на гребень гофра, де товщина примежового шару мінімальна (рис. 3.15, а).

Довгохвильова гофрована вставка ($k_1 = 1,14$) при числі Рейнольдса по довжині хвилі гофра $Re_w = 3000$ в розглянутому діапазоні геометричних параметрів демонструє збільшення теплообміну із збільшенням амплітуд в зоні вставки та сліди після неї (рис. 3.16, а, б). Також відбувається збільшення щільності потоку тепла на одиницю площі гофрованої вставки у порівнянні із короткохвильовими вставками через досягнення максимальних значень теплогідравлічних параметрів по довжині хвилі, починаючи вже з четвертого гофра у вставці (рис. 3.16, б). По інтенсивності теплообміну найбільш ефективною виявилася гофрована вставка, яка характеризується параметром $k_2 = 0,225$, що обумовлено як організацією структури течії без зони застою, так і розвитком тепловіддаючої поверхні. Подальше збільшення амплітуди не призводить до росту інтенсивності тепловіддачі. Через більш інтенсивну вихрову течію в поглибленнях гофра тепловіддача перевищує тепловіддачу в гладкій трубі не тільки на гребнях гофрів, але і в самих поглибленнях (рис. 3.16, а):

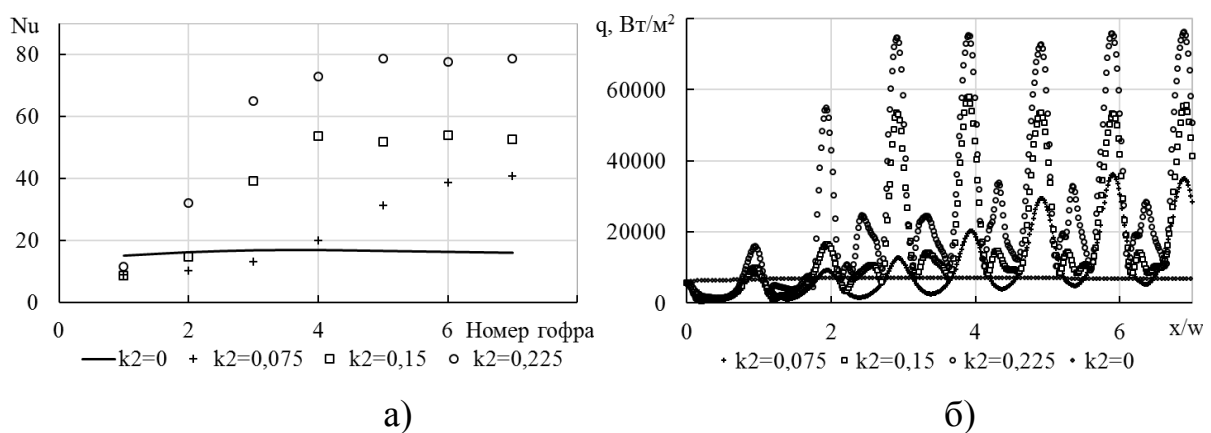


Рисунок 3.16 – Числа Нуссельта, осереднені по довжині поглиблення а) та щільність теплового потоку у довгохвильові гофрованій вставці різної амплітуди гофрування б) при числі Рейнольдса 5300

Інтенсивна нестационарна вихрова течія всередині довгохвильових поглиблень сприяє утворенню багатовихрової структури (рис. 3.11), яка руйнує примежовий шар на стінках в самому поглибленні гофра, через що формується єдина зона підвищеної тепловіддачі.

Гофровані поверхні труб характеризуються довжиною та амплітудою хвилі гофра при конкретному радіусі труби, тому ефект впливу такої поверхні на структуру течії в трубі оцінюється безрозмірними параметрами k_1 та k_2 . Представивши відношення інтенсивності тепловіддачі на гофрованій поверхні до тепловіддачі гладкої труби можливо отримати значення параметра k_2 , при якому тепловий потік буде максимальним в розглянутому діапазоні чисел Рейнольдса.

Оцінка впливу введення гофрованої вставки на інтенсивність теплообміну в трубі проводилась для зони гофрування та вихідного патрубку, в якому структура потоку знаходиться під прямим впливом вставки. Безрозмірні теплогідравлічні характеристики труб з гофрованою вставкою, віднесені до теплогідравлічних характеристик гладкої труби при числі Рейнольдса $5,4 \cdot 10^3$, представлені в таблиці 3.1. Із збільшенням k_1 зростає теплообмін і за певних k_2 та k_3 має екстремум, тобто для фіксованої довжини хвилі існує оптимальна амплітуда гофра, що пояснюється структурою вихрової течії всередині поглибленні. При $k_2, k_3 \rightarrow 0$ і кінцевих значеннях k_1 , маємо аналог течії в гладкій трубі. При $k_2 > 0,6$ всередині поглиблень формується зона застою, що робить недоцільним подальше збільшення амплітуди гофра. Для короткохвильових гофрів існує значення $k_3 = 0,17$ (екстремум) по досягненні якого подальше збільшення амплітуди призводить до зменшення тепловіддачі на ділянці гофрованої вставки та вихідного патрубка (табл. 1) через слабку взаємодію стаціонарної вихрової системи в поглибленнях із основним потоком. Максимальна інтенсифікація теплообміну після введення короткохвильових гофрованих вставок розглянутих параметрів не перевищує 1,04 раза, гідравлічний опір збільшується на 2%. При введенні довгохвильової гофрованої вставки в

уському розглянутому діапазоні геометричних параметрів із зростанням амплітуди відбувалося підвищення тепловіддачі на ділянці вставки та вихідного патрубку до 1,75 разів, але градієнт цієї інтенсифікації після досягнення $k_3 = 0,57$ змінював знак. Як і в короткохвильовому, в довгохвильовому гофруванні збільшення амплітуди призводило до збільшення гідравлічного опору всієї труби, яке не перевищувало 9%.

Таблиця 3.1 - Теплогідравлічні параметри труб з гофрованою вставкою по відношенню до гладкої труби

Re_w	Відношення амплітуди гофра до радіуса труби $k_3=2a/R$	$\Delta P/\Delta P_{\text{гл}}$	$Nu/Nu_{\text{гл}}$
770	0,06	0,97	0,95
770	0,09	0,99	1,02
770	0,17	1,00	1,04
770	0,26	1,02	0,92
3080	0,09	1,00	1,07
3080	0,17	1,02	1,29
3080	0,26	1,04	1,45
3080	0,4	1,04	1,59
3080	0,57	1,07	1,74
3080	0,86	1,09	1,62
4600	0,17	1,01	1,30

3.3 Висновки по розділу 3

Дослідження виникнення та розвитку вихрових збурень в ламінарному потоці показало залежність вихрової структури потоку від теплової нерівноважності середовища та геометрії гофрованої поверхні труби при числах Рейнольдса $2000 < Re < 5500$. Отримано аналітичний вираз профілю

швидкості, залежний від змінного значення динамічної в'язкості середовища, що має точку перегину всередині теплового примежового шару і задовольняє необхідній умові нестійкості течії при зменшенні динамічної в'язкості середовища.

Показано, що інтенсифікація збурень в неізотермічному потоці, у порівнянні з ізотермічним потоком при одному і тому ж числі Рейнольдса, визначається величиною негативного градієнта в'язкості середовища щодо поверхні труби. Тимчасові і просторові масштаби вихрової структури течії залежать від числа Рейнольдса і температурного напору. Застосування гофрування поверхні труби видозмінює природний розиток збурень в гладкій трубі. При певному співвідношенні безрозмірних довжин і амплітуд хвиль поверхні, віднесених до радіусу труби, гофровані вставки нав'язують течії власні масштаби збурень, генеруючи низькочастотні збурення при відповідному числі Рейнольдса.

Визначено необхідну кількість хвиль в залежності від їх довжини для встановлення автомодельного режиму течії. Так для короткохвильового $k_1=0,29$ гофрування кількість гофрів повинна перевищувати 28, а для довгохвильового достатньо чотирьох. Для короткохвильового гофрування $k_1 = 0,29$ та довгохвильового гофрування $k_1 = 1,14$ визначені оптимальні амплітуди $k_3= 0,17$ та $k_3=0,57$ відповідно, за яких досягається найбільша енергоефективність гофрованих вставок «незагромаджуючого» типу при числі Рейнольдса $Re = 5300$. Визначено порогове значення безрозмірної довжини хвилі гофра $k_1 = 0,7$ після якого подальше збільшення довжини хвилі не призводить до суттєвого збільшення інтенсивності тепловіддачі в діапазоні розглянутих геометричних параметрів гофрування «незагромаджуючого» типу при числі Рейнольдса $Re = 5300$. Отримані значення гідравлічних втрат в трубі з гофрованою вставкою «незагромаджуючого» типу не перевищують значення втрат в гладкій трубі більш, ніж на 9%, в той час як максимальне збільшення інтенсивності теплообміну досягає 175%.

4 ТЕПЛООБМІН І ГІДРОДИНАМІКА НА ПОЧАТКОВИХ ДІЛЯНКАХ ТРУБ ІЗ ГОФРОВАНИМИ ВСТАВКАМИ «ЗАГРОМАДЖУЮЧОГО» ТИПУ. ВПЛИВ ГОФРОВАНОЇ ВСТАВКИ НА ТЕЧІЮ В СЛІДІ

4.1 Особливості структури потоку і теплових процесів в трубах із гофрованими вставками «загромаджуючого» типу

Особливістю гофрування «загромаджуючого» типу є більш істотна зміна площі прохідного перерізу $S = \pi R^2$ по довжині поглиблення. Для «незагромаджуючого» типу гофрування зміна локального радіусу описується виразом: $R = R_0 + a_1 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{w} \right)$. Аналогічний вираз для локального радіусу «загромаджуючого» має вигляд: $R = R_0 + \frac{a_1 - a_2}{2} + \left(\frac{a_1 + a_2}{2} \right) \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{w} \right)$. Через це відношення максимальної площі прохідного перерізу до мінімальної для «незагромаджуючого» типу гофрування становить 1,37 ($a_1 = 6$ мм), а для «загромаджуючого» за однакової довжини хвилі гофра та параметра a_1 знаходиться в діапазоні 1,5...1,64 ($a_1 = 6$ мм, $a_2 = 1,5$ мм...3 мм). Зміни площі прохідного перерізу викликають зміни в розподілі динамічних та теплових параметрів за відповідних чисел Рейнольдса.

Введення гофрованих вставок «загромаджуючого» типу в діапазоні низьких чисел Рейнольдса $Re < 2000$ в розглянутому діапазоні загромадження $k=0 \div 0,086$ не викликає появи збурень в потоці. Структура потоку в гладкій трубі і трубах з гофрованими вставками при ламінарній течії мало відрізняються (рис. 4.1, 4.2).

Зменшення прохідного перерізу викликає локальне збільшення швидкості і відповідну зміну тиску в зоні гофрованої вставки та на ділянці релаксації після неї (рис. 4.3, а, б). Зміна динамічних параметрів при цьому більш значна у порівнянні із «незагромаджуючим» типом гофрування ($k=0$), але течія зберігає шаруватий, усталений характер (рис. 4.2) [87].

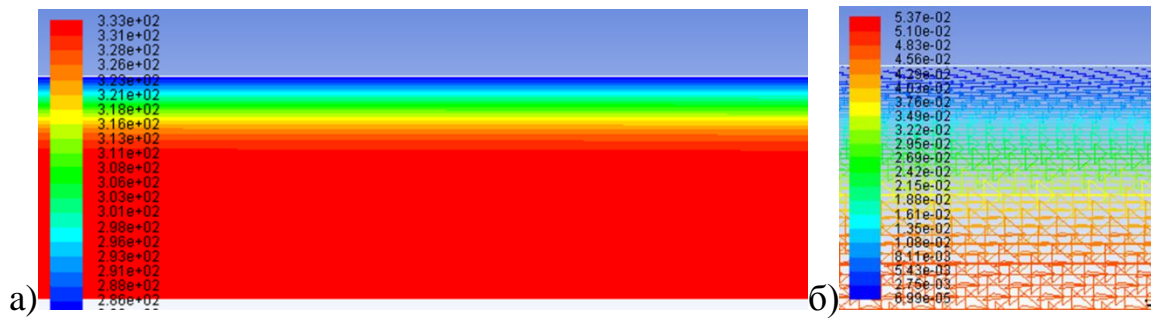


Рисунок 4.1 – Температурні (а) та векторні (б) поля в гладкій трубі при $Re = 2000$

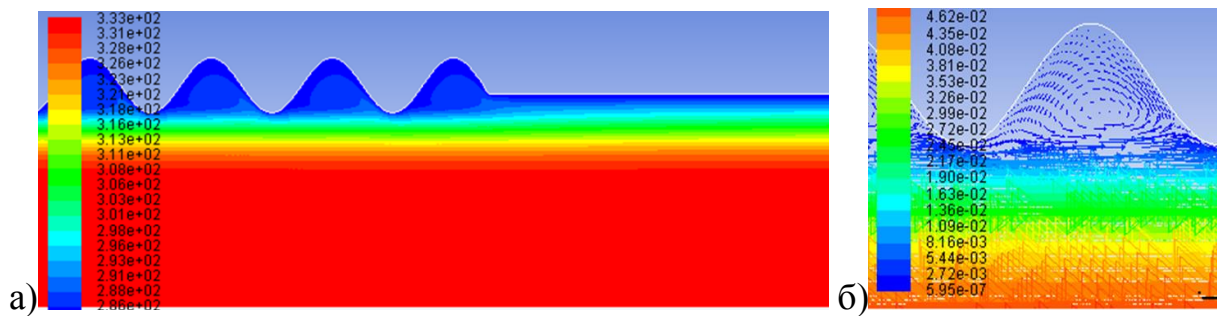


Рисунок 4.2 – Температурні (а) та векторні (б) поля в трубі із гофрованою вставкою $k = 0,086$ при ламінарному режимі течії при $Re = 2000$

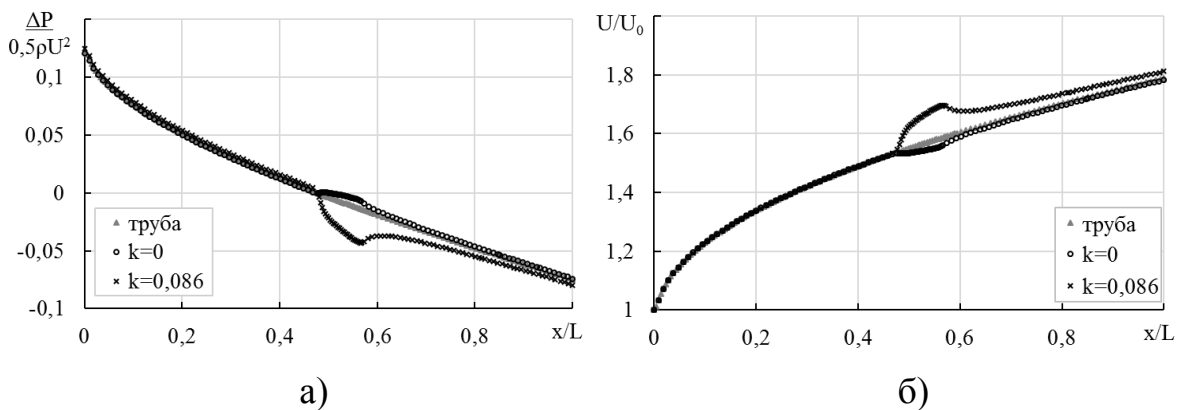


Рисунок 4.3 – Миттєві значення тиску (а) і аксіальної складової швидкості (б) на осі труби при і Рейнольдса $Re = 1,6 \cdot 10^3$

Гідравлічний опір, який представлено на рис.4.4, змінюється в межах 5% із збільшенням загромождження.

Характер течії при числах Рейнольдса $Re < 2000$ обумовлює формування всередині поглиблень застійних ізотермічних зон з нехтовно малою завихреністю потоку, які можна розглядати як локальне збільшення

товщини примежового шару, що призводить до погіршення теплообміну:

$$\frac{T_f - T_w}{\delta_{mnc} + a_1} > \frac{T_f - T_w}{\delta_{mnc}} \quad (\text{рис. 4.5}).$$

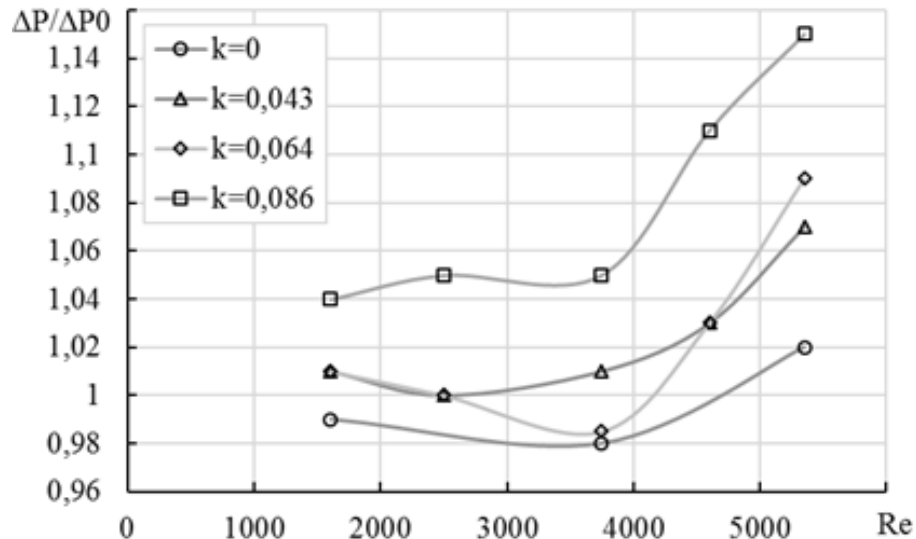


Рисунок 4.4 – Безрозмірний гідравлічний опір в трубі з гофрованою вставкою

Через малі значення швидкостей всередині поглиблення практично відсутній конвективний теплообмін, передача тепла здійснюється кондуктивним способом і менш інтенсивна, ніж в гладкій трубі (рис. 4.5). Збільшення амплітуди гофрів хоча й призводить до локального збільшення числа Рейнольдса (до 10%) та розвинення теплообмінної поверхні, але через наявність біля поверхні шару рідини з температурою стінки також не призводить до суттєвого підвищення теплообміну.

Поява збурень, істотно впливаючих на структуру течії і теплообмінні процеси, відбувається при збільшенні числа Рейнольдса до значень $Re > 3000$. Збільшення параметру k за даних чисел Рейнольдса через збільшення пережиму прохідного перетину труби, що викликає локальне збільшення числа Рейнольдса, призводить до збільшення швидкості наростання збурень і їх масштабів, збільшення локальних градієнтів тиску в гофрованій вставці (рис. 4.4).

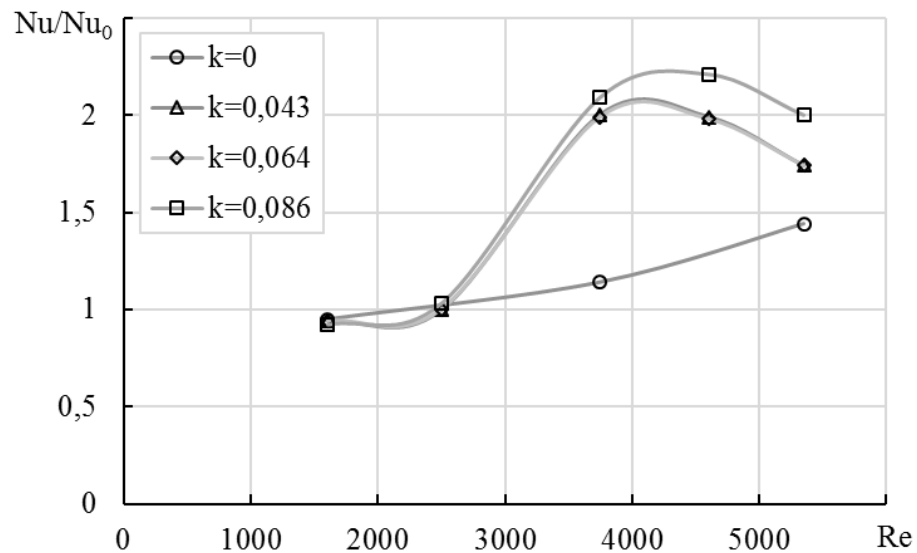


Рисунок 4.5 – Зміна інтенсивності тепловіддачі на гофрованій вставці у порівнянні з гладкою трубою, в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса

Як було показано в розділі 3 наявність гофрованої поверхні призводить до спотворення власних збурень потоку в трубі. «Незагромаджуючий» тип гофрування ($k=0$) розглянутих геометричних параметрів в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса сприяє стабілізації потоку шляхом нав'язування власних масштабів збурень та зміни їх структури. Гофрування, що пережимає прохідний переріз труби, змінюючи масштаби власних збурень потоку, збільшує їх інтенсивність як в гофрованій вставці, так і в сліді за нею, що демонструють результати розрахунків, представлені у вигляді миттєвих значень тиску і аксіальної швидкості на осі труб різної геометрії (рис. 4.6, а, б).

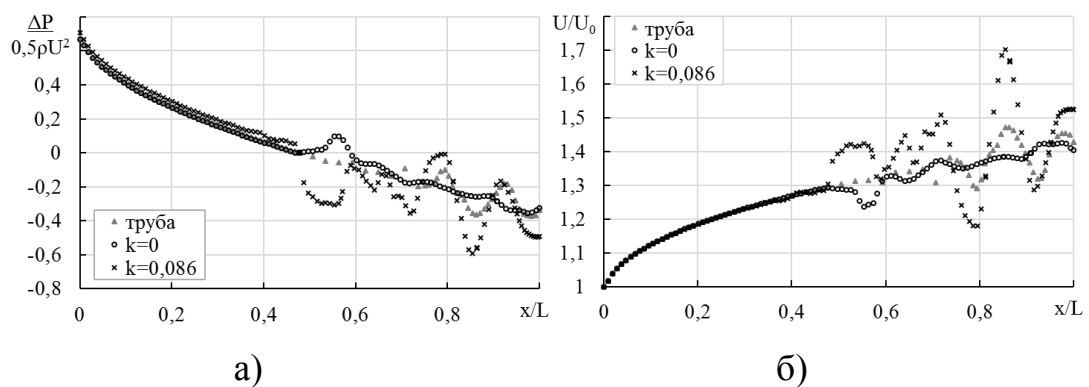


Рисунок 4.6 – Миттєві значення тиску (а) і аксіальної складової швидкості (б) на осі труби при числі Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^3$

Відмінність між «загромаджуючим» і «незагромаджуючим» типами гофрування добре демонструє спектральний аналіз миттєвого значення тиску в точці на відстані напівдовжини хвилі гофра після гофрованої вставки (рис. 4.7).

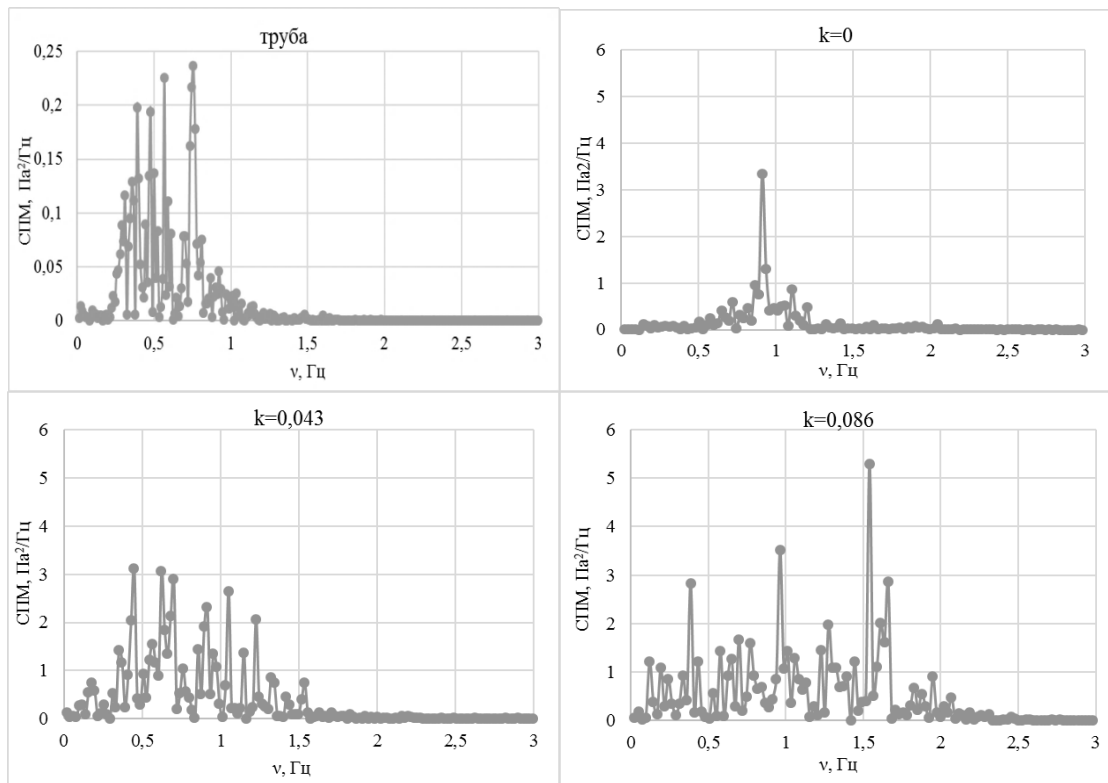


Рисунок 4.7 - Частотні спектри пульсацій тиску в трубах з гофрованою вставкою різної геометрії і в гладкій трубі ($k = 0$) при $Re = 5300$

При введенні гофрованої вставки «незагромаджуючого» типу з'являється яскраво виражений дискрет в районі 1 Гц, що говорить про генерацію збурень певного масштабу, сам спектр характеризується звуженням діапазону в порівнянні з гладкою трубою (рис. 4.7).

Спектри пульсацій тиску після гофрованої вставки «загромаджуючого» типу відрізняються розширенням діапазону частот. Зі збільшенням ступеня пережиму перетину труби зростають місцеві градієнти тиску та інтенсивність генерації вихрових утворень, що проявляється в збільшенні спектральної потужності, ширини спектра пульсацій та кількості дискретів.

Структура потоку безпосередньо впливає на теплообмінні процеси. Пережим прохідного перетину при «загромаджуючому» типі гофрування та значенні числа Рейнольдса $Re > 3000$ призводить до більш раннього розвитку збурень (довжина незбуреної ділянки менша на 40%), локального збільшення числа Рейнольдса, що при фіксованій витраті призводить до збільшення числа Нусельта до 2,1 разів та гідравлічного опору до 15%.

При значеннях числа Рейнольдса $Re \sim 3000$ в поглибленнях формується багатовихрова структура, яку демонструють температурні поля (рис. 4.8), що забезпечує достатнє промивання гофра, щоб перешкоджати формуванню ізотермічної зони застою рідини, наявність якої погіршує теплообмінні характеристики структурованої поверхні.

Як наслідок збільшується кількість «ефективних» (локальне число Нусельта в поглибленні перевищує відповідне значення числа Нусельта в гладкій трубі) гофрів у вставці.

При $Re \sim 4000$ періодичний викід вихрових утворень з поглиблення призводить до суттєвого збурення основного потоку та більш швидкого накопичення збурень у наступних поглибленнях. До того ж інтенсивні нестійкі вихрові утворення сприяють більш інтенсивному масообміну, а отже і теплообміну між ядром потоку і поглибленнями гофрованої вставки.

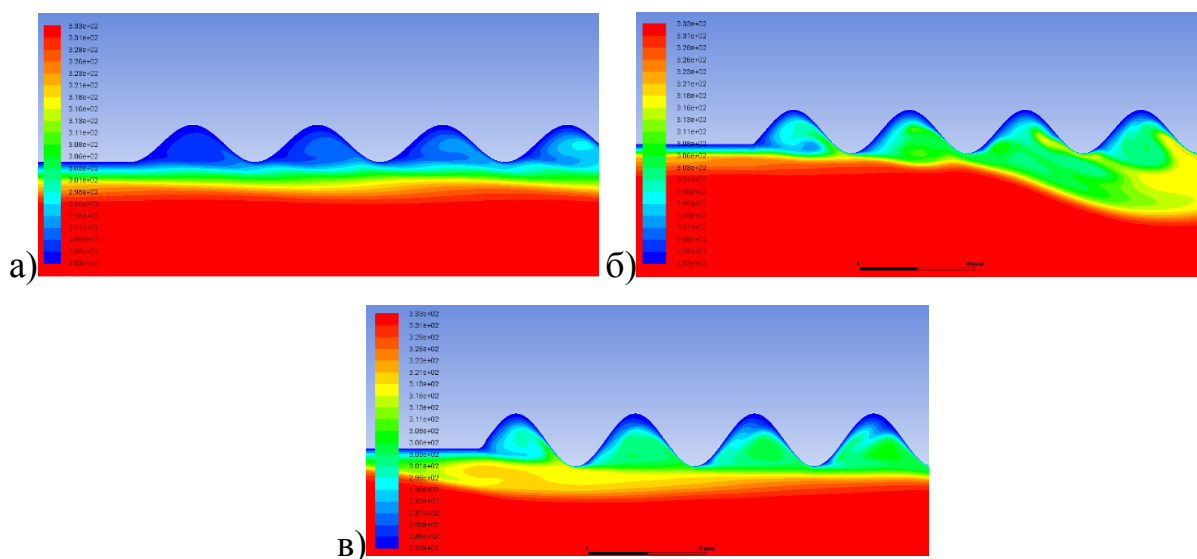
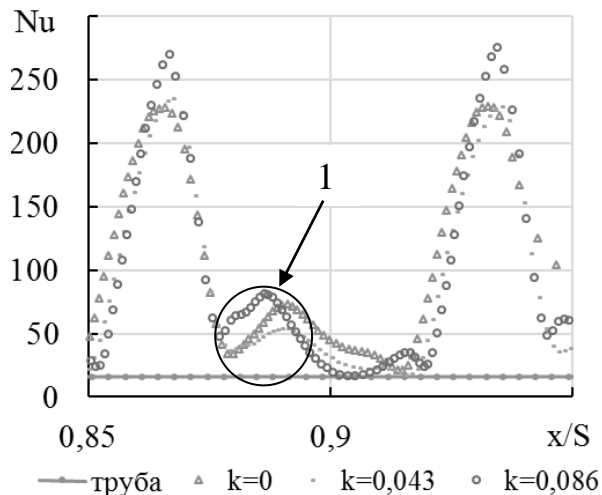


Рисунок 4.8 - Температурна візуалізація течії в перших гофрах: а) $k = 0$; б) $k = 0,043$; в) $k = 0,086$ при числі $Re > 3000$

При $Re = 5300$ інтенсивний вихровий рух всередині гофра сприяє не тільки теплообміну між ядром потоку і рідиною в поглибленні, а й призводить до часткового руйнування примежових шарів всередині гофра і появи максимумів тепловіддачі не тільки на стиках гофрів, де товщина теплового примежового шару мінімальна, але й в місці найменшої товщини примежового шару на поверхні поглиблення (рис. 4.9):



1 – зона із мінімальною товщиною теплового примежового шару
всередині поглиблення

Рисунок 4.9 – Локальні значення числа Нуссельта на поверхні останніх гофрів різних значень a_2 при числі $Re = 5 \cdot 10^3$

При $Re = 5300$ всі поглиблення гофра «загромаджуючого» типу є «ефективними» з точки зору теплообміну (локальне число Нуссельта по довжині поглиблення перевищує число Нуссельта в гладкій трубі на тій же відстані від входу в трубу), що пояснюється збільшенням значень числа Нуссельта вже на гребнях перших гофрів «загромаджуючого» типу через локальне прискорення потоку. При «незагромаджуючому» типі гофрування зміна інтенсивності тепловіддачі від гофра до гофра відбувається більш повільно, так як відсутнє прискорення потоку, притаманне «загромаджуючому» гофруванню. Тільки після четвертого від початку вставки гофра вони починають бути «ефективними» (рис. 4.10).

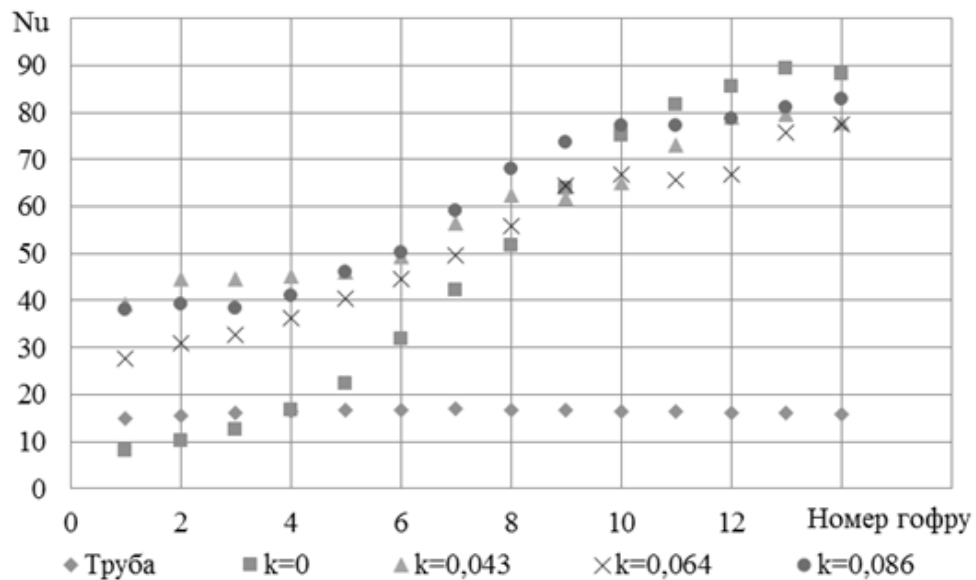


Рисунок 4.10 - Числа Нуссельта, осереднені по довжині гофрів різної геометрії при числі $Re = 5300$

Це обумовлено різною швидкістю формування вихрової течії по довжині гофрованої вставки та виходу на максимальні постійні значення інтенсивності теплообміну. При «загромаджуючому» гофруванні через більшу різницю максимальних і мінімальних площ перерізу вихід на постійні значення тепловіддачі відбувається значно раніше. Через це перші вісім гофрів «незагромаджуючого» типу істотно (до 4 разів) поступаються за рівнем інтенсивності вихрових утворень та теплообміну «загромаджуючому» типу. Останні чотири гофра «незагромаджуючого» типа, після виходу на максимальні постійні значення інтенсивності теплообміну, мають практично такі ж числа Нуссельта, осереднені по довжині поглиблення, як у «загромаджуючому» типі.

Більш ранній вихід на постійні значення числа Нуссельта (після 10 гофра) при «загромаджуючому» типі гофрування дозволяє скоротити довжину гофрованої вставки на 30%.

При збільшенні числа Рейнольдса різниця між конвективною складовою теплообміну при «загромаджуючому» гофруванні і в гладкій трубі декілька зменшується завдяки істотному зростанню власних збурень гладкої

труби. Так при $Re = 5300$ інтенсифікація теплообміну в зоні гофрування та вихідного патрубку становить всього лише 75%, при цьому гідравлічний опір продовжує зростати. Таким чином, можна говорити про існування для кожного співвідношення амплітуди і довжини хвилі гофра, а також параметра a_2 гофрованої поверхні свого найбільш енергоефективного діапазону чисел Рейнольдса.

Оцінка енергоефективності гофрованих вставок потребує урахування не тільки збільшення теплообміну, але й зростання гідравлічних втрат. У таблиці 4.1 наведені значення перепаду тиску і числа Нуссельта (на гофрованій вставці і вихідному патрубку) віднесені до відповідних значень отриманих в гладкій трубі для гофрованих вставок «загромаджуючого» типу розглянутого діапазону геометричних і режимних параметрів:

Таблиця 4.1 – Інтенсивність тепловіддачі і гідравлічний опір в частково гофрованих трубах по відношенню до гладких труб

Число Рейнольдса	Параметр a_2 , мм	$\Delta P / \Delta P_{\text{гл}}$	$Nu / Nu_{\text{гл}}$
1600	0	0,99	0,95
	1,5	1,01	0,94
	2,25	1,01	0,94
	3	1,04	0,92
3750	0	0,98	1,14
	1,5	1,01	2,00
	2,25	0,97	1,99
	3	1,05	2,09
5300	0	0,98	1,44
	1,5	1,04	1,74
	2,25	1,07	1,74
	3	1,12	2,00

При низьких числах Рейнольдса в трубах розглянутої геометрії, через відсутність збурень в потоці та наявність зон застою в поглибленнях гофрованої вставки, теплообмін менш інтенсивний, ніж в гладкій трубі, і зменшується зі збільшенням параметра a_2 завдяки зростанню застійних зон в поглибленнях, в той час як гідравлічний опір при цьому незначно збільшується. Отже використання гофрованих вставок розглянутих геометричних параметрів при числах Рейнольдса $Re < 3000$ недоцільно.

Зі збільшенням числа Рейнольдса до значень $3000 < Re < 4000$ вплив «загромадження» потоку на теплообмінні процеси проявляється більш явно. Так в «незагромаджуючих» вставках зростання теплообміну становить близько 20%, в той час як при режимі перетину збільшення теплообміну сягає 2,1 разів, що пояснюється істотним зростанням його конвективної складової завдяки більшій турбулізації потоку в пристінній області як в зоні гофрованої вставки, так і в сліді за нею, а також більш ранньому розвитку збурень. При цьому зростання гідравлічного опору не перевищує 5%.

Однак при подальшому збільшенні числа Рейнольдса різниця між конвективною складовою теплообміну при «загромаджуючому» типі гофрування і в гладкій трубі дещо зменшується. Так при $Re = 5300$ завдяки істотному зростанню власних збурень гладкої труби інтенсифікація теплообміну становить лише 75%, при цьому гідравлічний опір продовжує зростати до 15%.

Для кожного числа Рейнольдса існують свої співвідношення амплітуди і довжини хвилі гофра, а також параметра a_2 за яких енергоефективність гофрованої поверхні найбільша (табл. 4.1, рис. 4.11).

Порівняння із експериментальними даними, отриманими для труб, подібних за геометричними параметрами структурування, показало корельованість за значеннями інтенсифікації тепловіддачі і суттєву різницю в значеннях гідравлічного опору. (рис. 4.11).

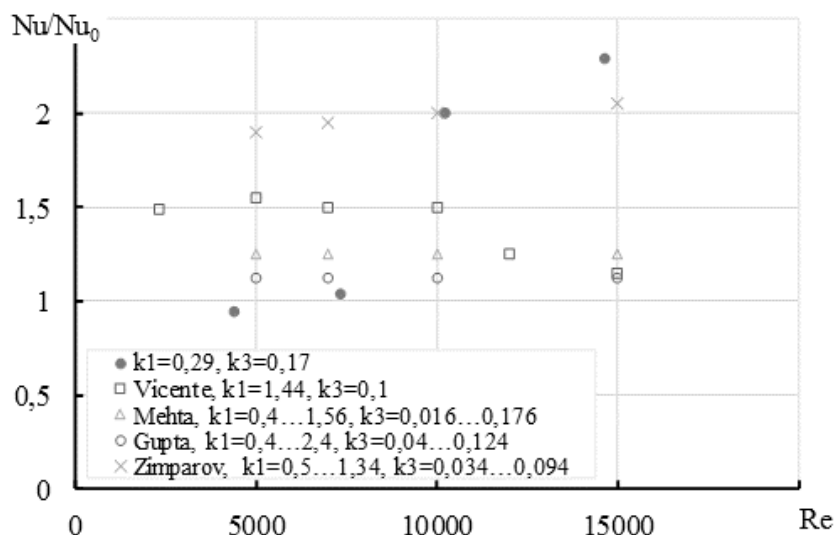


Рисунок 4.11 - Інтенсифікація тепловіддачі в трубі з гофрованою вставкою в порівнянні з гладкою трубою в залежності від числа Рейнольдса, розрахованого за температурою потоку [16]

Так для розглянутих в [16] труб збільшення опору складає до 1,5 разів у порівнянні із гладкими трубами. У досліджених в даній роботі труб збільшення гідравлічного опору не перевищувало 15%.

4.2 Структура потоку та інтенсивність теплообміну в трубах з витою гофрованою вставкою

Дослідження формування вихрової структури течії та її впливу на конвективний теплообмін на початковій ділянці труби із витою гофрованою вставкою через несиметричність геометрії досліджуваної області потребують тривимірного моделювання.

При моделюванні на підставі тривимірної постановки із числом Рейнольдса 5300 на ділянці труби $x/d < 8,5$ течія носить упорядкований шаруватий вісесиметричний характер, осциляції параметрів потоку присутні, але дуже малі в порівнянні з відповідними усередненими величинами, що демонструють траєкторії мічених частинок на рис. 4.12 при $x/d = 2$. Під фазовим портретом мічених частинок, наведеним на рис. 4.12, маються на

увазі координати точок їх перетину в кожному поперечному перерізі труби з кроком, що відповідає розмірам розрахункової сітки.

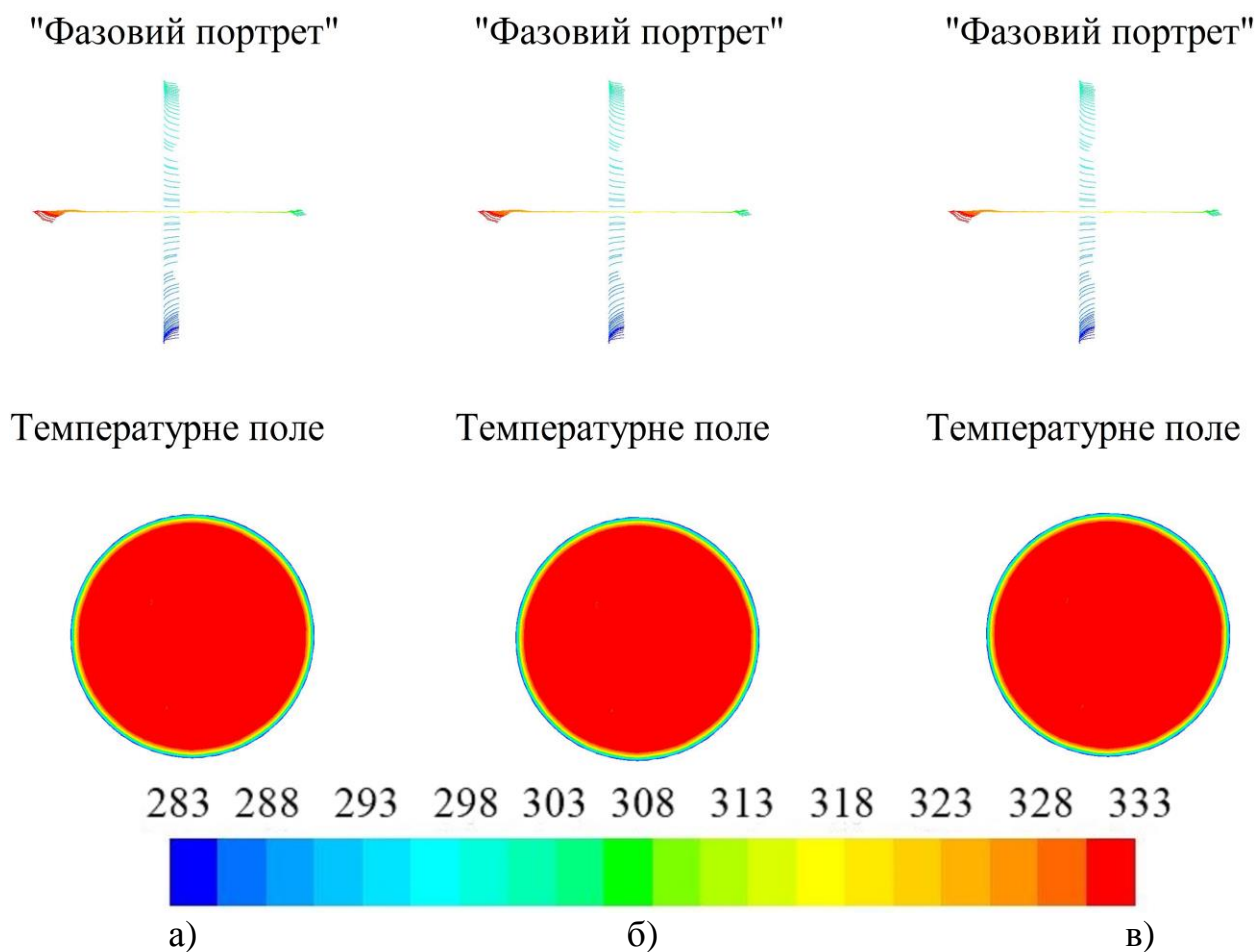


Рисунок 4.12 - Фазові портрети мічених частинок і температурне поле в гладкій трубі і трубі з гофрованою вставкою при $x/d = 2$: а - гладка труба; б - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 80° ; в - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 70°

Температурні поля (рис. 4.12) демонструють незбурене ядро потоку та сформований тонкий примежовий шар δ_{tc} , товщина якого становить приблизно 2,5 мм. При цьому динамічний примежовий шар значно товщий, $\delta_{dc} = 5$ мм, що обумовлено значеннями чисел Прандтля значно більшими 1.

По мірі просування вниз за течією ($8,5 < x/d < 14$) спостерігається зростання збурень швидкості.

Збурення швидкості в пристінній області призводять до деформації температурного примежового шару по периметру труби, що не спостерігається в потоках з постійною температурою при відповідних числах Рейнольдса. Цю зміну можна пояснити суттєвою неізотермічністю потоку в районі стінки ($T \sim 50 \text{ K}$), що породжує при «холодних» стінках труби ($T_w = 283 \text{ K}$, $T_0 = 333 \text{ K}$) негативний градієнт в'язкості по нормалі до стінки труби. При цьому, коливання, що зародилися, на цій ділянці труби залишаються регулярними, мають малі амплітуди і не призводять до істотних змін в значеннях теплових потоків і напружень тертя на поверхні труби [88].

Поширюючись вниз по потоку, впорядковані вісесиметричні гармонійні коливання збільшуються по амплітуді. При цьому на початковому етапі довжини хвиль практично не змінюються і складають $\lambda = (0,55 \dots 0,65)d$, безрозмірна фазова швидкість відносно місцевої максимальної швидкості U змінюється в діапазоні $C_f/U = 0,5 \dots 0,56$, що відрізняється від аналогічних параметрів двовимірної постановки не більше ніж на 20%. Але поява та хаотизація збурень в пристінній зоні, через відмінності в параметрах сітки, зафіксовані істотно раніше, ніж при двовимірній постановці задачі, на відстані $(14 \dots 21)x/d$ від входу в трубу, що можна бачити на прикладі розподілу напружень тертя (рис. 4.13).

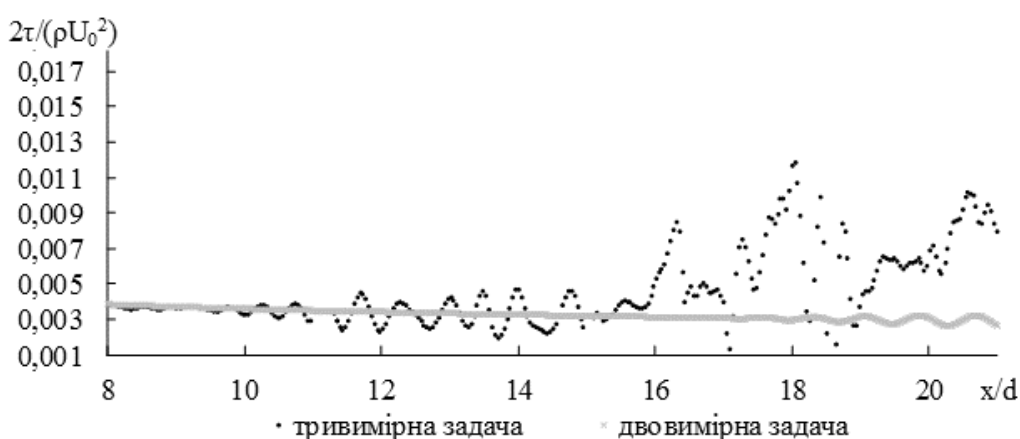


Рисунок 4.13 - Миттєві значення напруження тертя τ_x на входному патрубку при числі $Re = 5300$

На цій ділянці миттєві значення параметрів течії стають нерівномірними по периметру труби, що підтверджує температурний розподіл у відповідному перерізі труби (рис. 4.14).

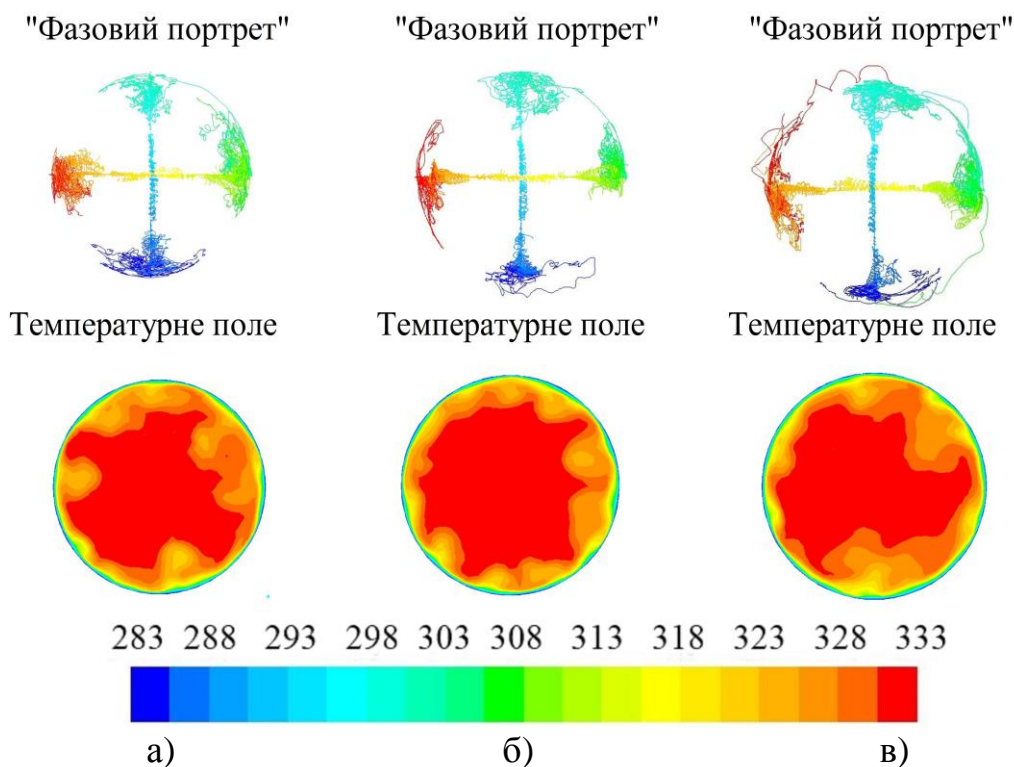


Рисунок 4.14 - Фазові портрети мічених частинок і температурне поле в гладкій трубі і трубі з гофрованою вставкою при $x / d = 20$: а - гладка труба; б - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 80° ; в - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 70°

Структури потоків в гладкій трубі (рис. 4.14, а) і в трубі зі вставкою (рис. 4.14, б, в) до $x = 14d$ практично збігаються та мають один діапазон зміни теплових і гідравлічних параметрів, що побічно підтверджує правильність незалежних розрахунків. Отримані результати також підтверджують природний розвиток збурень в трубі, аналогічний перехідним процесам в примежовому шарі на пластині

В області гофрованої вставки $21 \leq x / d \leq 25$ розвиток власних збурень потоку в пристінній області спотворюється збуреннями, що генеруються гвинтовою поверхнею гофрованої вставки. В область гофрованої вставки

набігає збурений потік з довжинами хвиль, дворазово перевищуючими довжину хвиль гофрів. Усередині гофрованої вставки відбувається накладення власних довгохвильових збурень потоку і короткохвильових збурень, що генеруються гофруванням (рис. 4.15).

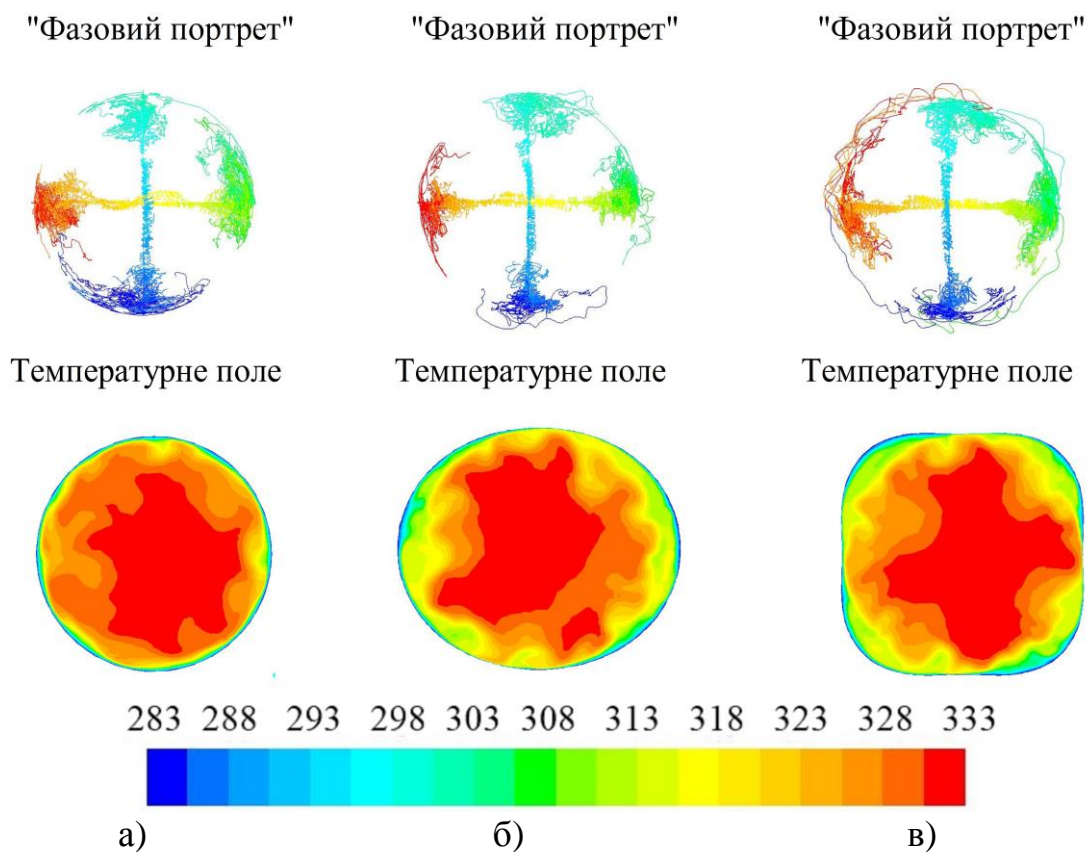


Рисунок 4.15 - Фазові портрети мічених частинок і температурне поле в області гофрованої вставки в трубах різної конфігурації при $x/d = 24$: а - гладка труба; б - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 80° ; в - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 70°

Якщо в гладкій трубі (рис. 4.15, а) фазовий портрет демонструє інтенсивні коливання уздовж поздовжньої осі, що охоплюють велику, в порівнянні з іншими розглянутими трубами, область, то в той же час на гофрованій ділянці (рис. 4.15, б, в) треки частинок в пристінній області поряд з прямолінійним рухом демонструють наявність руху по спіралі уздовж гвинтової поверхні гофров.

Частина потоку, потрапляючи в поглиблення гофра, відхиляється від руху вздовж осі труби. Стаючи частиною вихрового утворення одночасно з рухом по лінії твірної гофра вона залучена до обертального руху всередині поглиблення. При прямому гофруванні частина потоку, потрапляючи в поглиблення і здійснюючи вихрові рухи всередині нього, практично не втрачає свого перетину, переходячи в наступне поглиблення гофра (4.16, а).

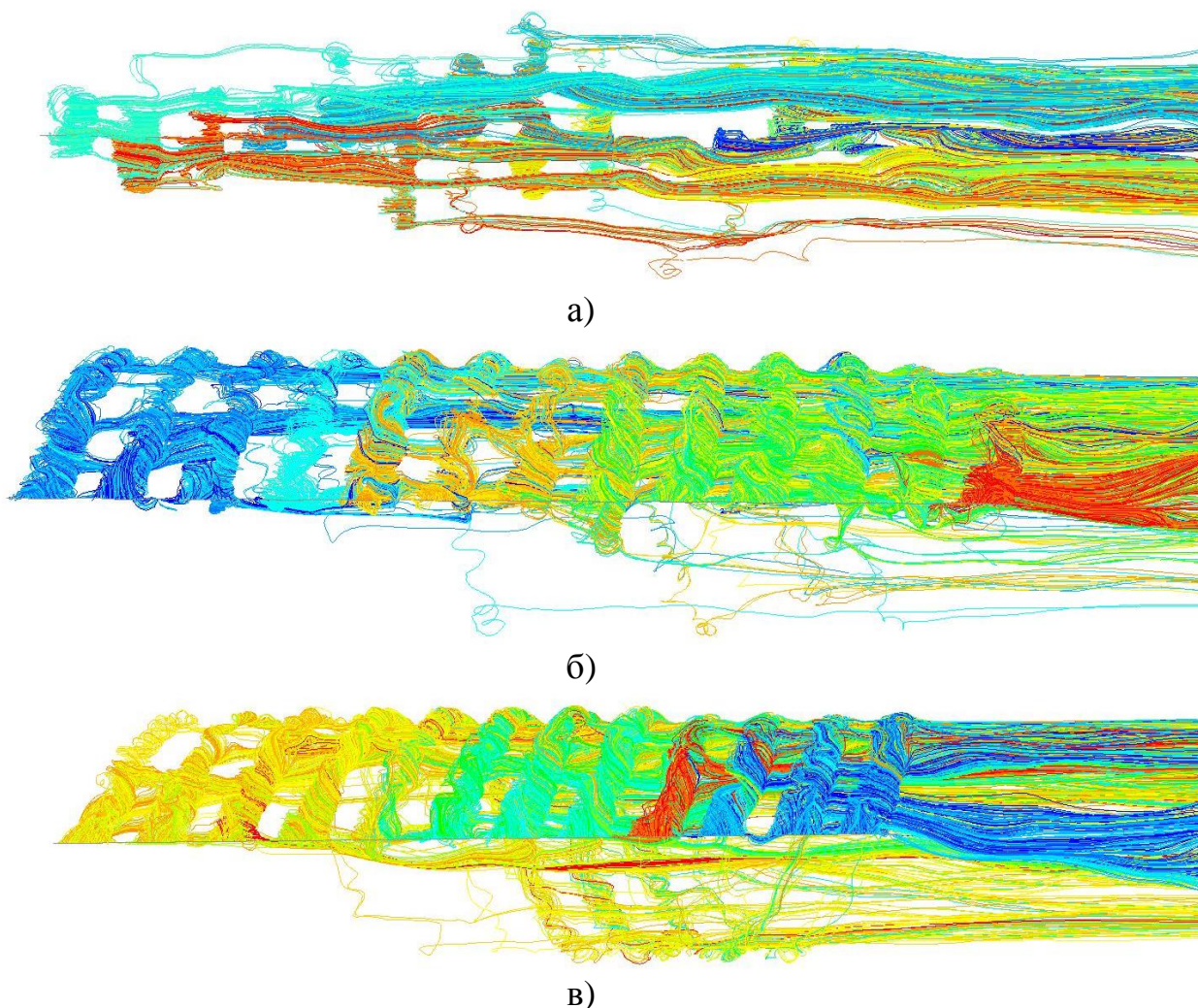


Рисунок 4.16 - Треки мічених частинок на ділянках гофрованих вставок і в сліді за ними: а - $\beta = 90^\circ$; б - $\beta = 80^\circ$; в - $\beta = 70^\circ$

Залишаючи поглиблення гофра, вона швидко уноситься основною течією, сприяючи масообміну між поглибленням і ядром потоку, а також іншими поглибленнями, куди теплоносій потрапляє з більшою енергією. При витому типі гофрування (4.16, б, в) частина потоку залишає поглиблення на більшій

відстані від місця попадання в поглиблення, і в кожному наступному гофрі ця відстань збільшується, але при цьому знижується інтенсивність теплообміну через менш інтенсивний масообмін з ядром потоку.

Зміни фізичних параметрів в поглибленнях гофрів обумовлені короткохвильовими збуреннями. Усередині гофрів формується складна вихрова система (рис. 4.17), яка змінюється від гофра до гофру. На початку гофрованої вставки всередині перших заглиблень формуються моновихрові структури, інтенсивність яких збільшується при русі вниз за потоком. Але, на відміну від прямого гофрування, де на процеси формування течії додатково впливає змінність повздовжнього градієнту тиску через змінність площі поперечного перерізу, у витого цей впливає мінімальний, тому що площа поперечного перерізу залишається незмінною. По мірі розвитку збурень збільшуються значення фізичних параметрів на гребенях гофрів. З середини гофрованої вставки в поглибленнях формуються несиметричні багатовихрові структури, притиснуті до вітряної сторони гофру.

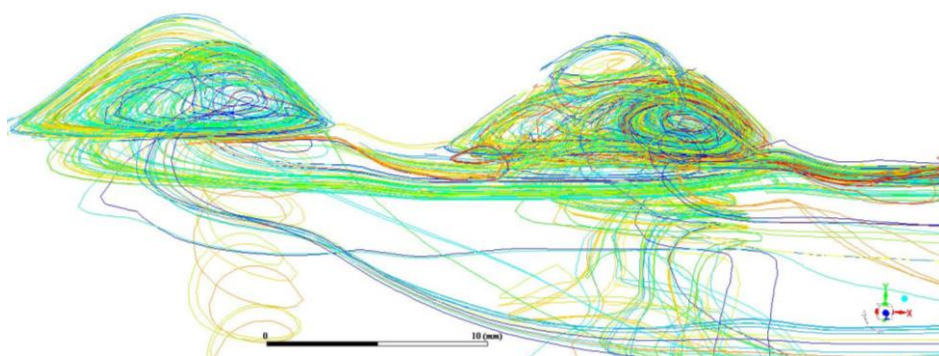


Рисунок 4.17 - Вихрова структура в поглибленні гофрованої вставки при $\beta = 80^\circ$

Таким чином у процеси конвективного теплообміну залучаються додаткові об'єми рідини, що сприяє інтенсифікації процесів тепловіддачі. Ядро потоку залишається практично не збуреним (рис. 4.17).

Залишаючи гофровану вставку збурення трансформуються в довгохвильові нерегулярні утворення із змінними довжинами хвиль і різко

зростаючими амплітудами, фазова швидкість яких прагне до місцевої максимальної швидкості потоку.

У вихідному патрубку при $25 \leq x/d \leq 45$ область незбуреного ізотермічного ядра потоку істотно зменшується. Це демонструють як сумарний фазовий портрет траєкторій мічених частинок в перерізі труби $x/d = 45$, так і температурні поля в гладкій трубі (рис. 4.18, а) і в трубах з частковим гофруванням (рис. 4.18, б, в).

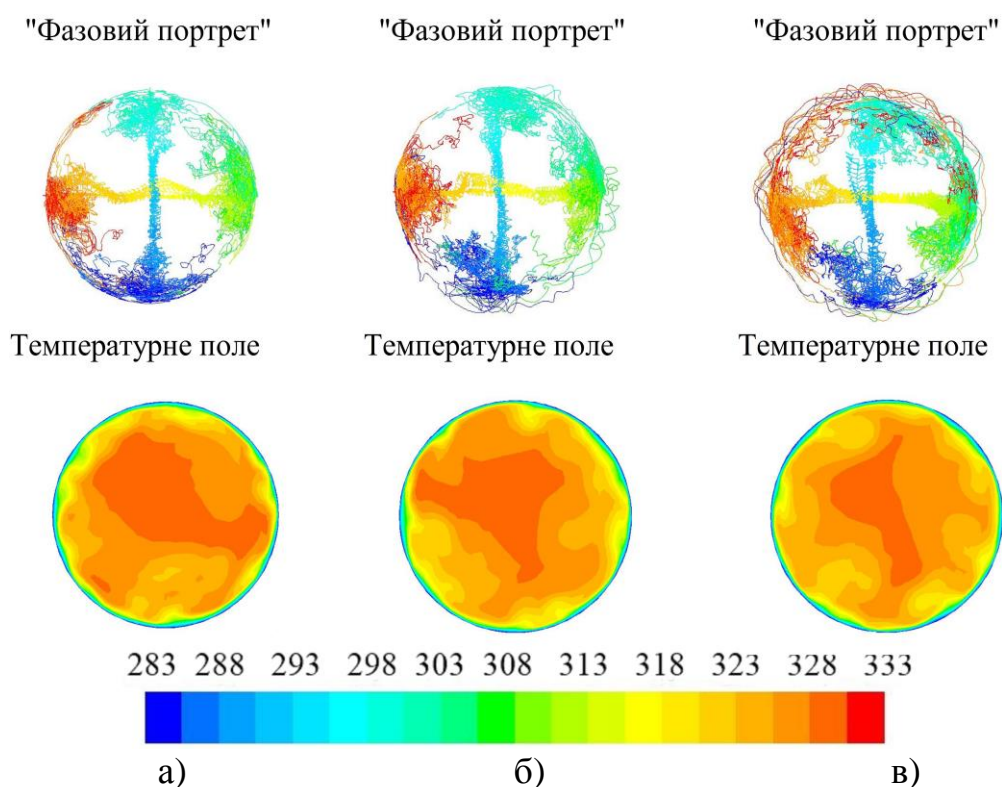


Рисунок 4.18 - Фазові портрети мічених частинок і температурне поле в області вихідного патрубка в трубах різної конфігурації при $x / d = 45$: а - гладка труба; б - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 80° ; в - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 70°

Спектральний аналіз пульсацій тиску в точці за гофрованою вставкою показав тенденцію до звуження частотного діапазону пульсацій тиску в гладкій трубі. Одночасно спостерігається більше наповнення спектра в області низьких частот (рис. 4.19, а, б), викликане інтенсифікацією збурень великих масштабів.

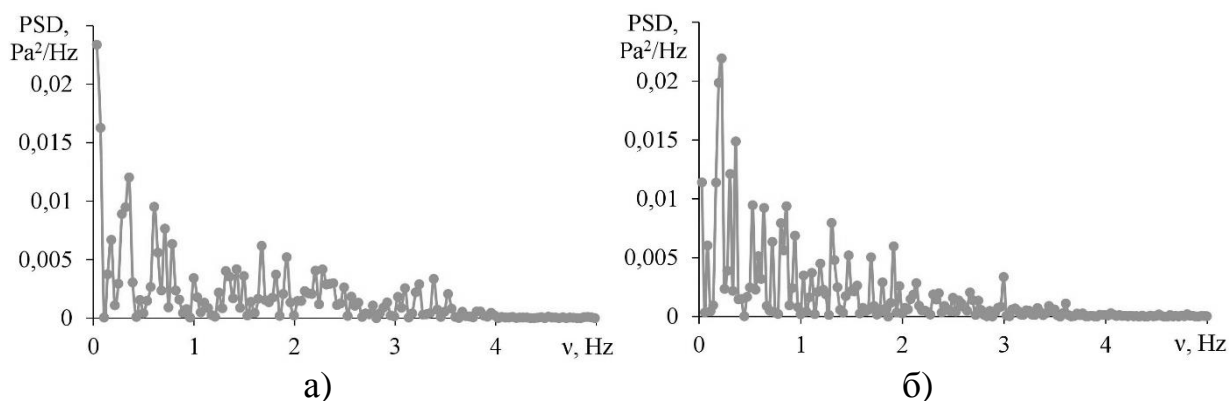


Рисунок 4.19 - Частотні спектри пульсацій тиску при $Re = 5300$: а - гладка труба; б - труба з кутом нахилу гофрованої вставки 70°

З отриманих спектральних характеристик слідує, що в трубах з гофрованою вставкою (рис. 4.19, б) в діапазоні частот до 1 Гц генеруються більш інтенсивні обурення, ніж в гладкій трубі, про що говорять великі значення спектральної потужності.

4.3 Порівняльний аналіз структури течії та її впливу на теплові та гідравличні параметри труб з витими гофрованими поверхнями та гладких труб

У зоні гофрованої вставки розвиток збурень призводить до неоднорідності розподілів напружень тертя і густини теплового потоку, про що говорять плями вздовж твірних гребенів (рис. 4.20, а, б і рис. 4.21, а, б).

Потрапивши на гребінь гофра, збурений потік розділяється. Частина йде в поглиблення, утворюючи вихрову структуру, про існування якої свідчать області з негативними значеннями напруження тертя (4.20, в). На процеси формування вихрової течії впливає особливість побудови витих гофрованих вставок, яка полягає у поступовому збільшенні амплітуди перших гофрів, що приводить до меншої інтенсивності тепловіддачі в них у порівнянні із прямим гофруванням (4.21, в).

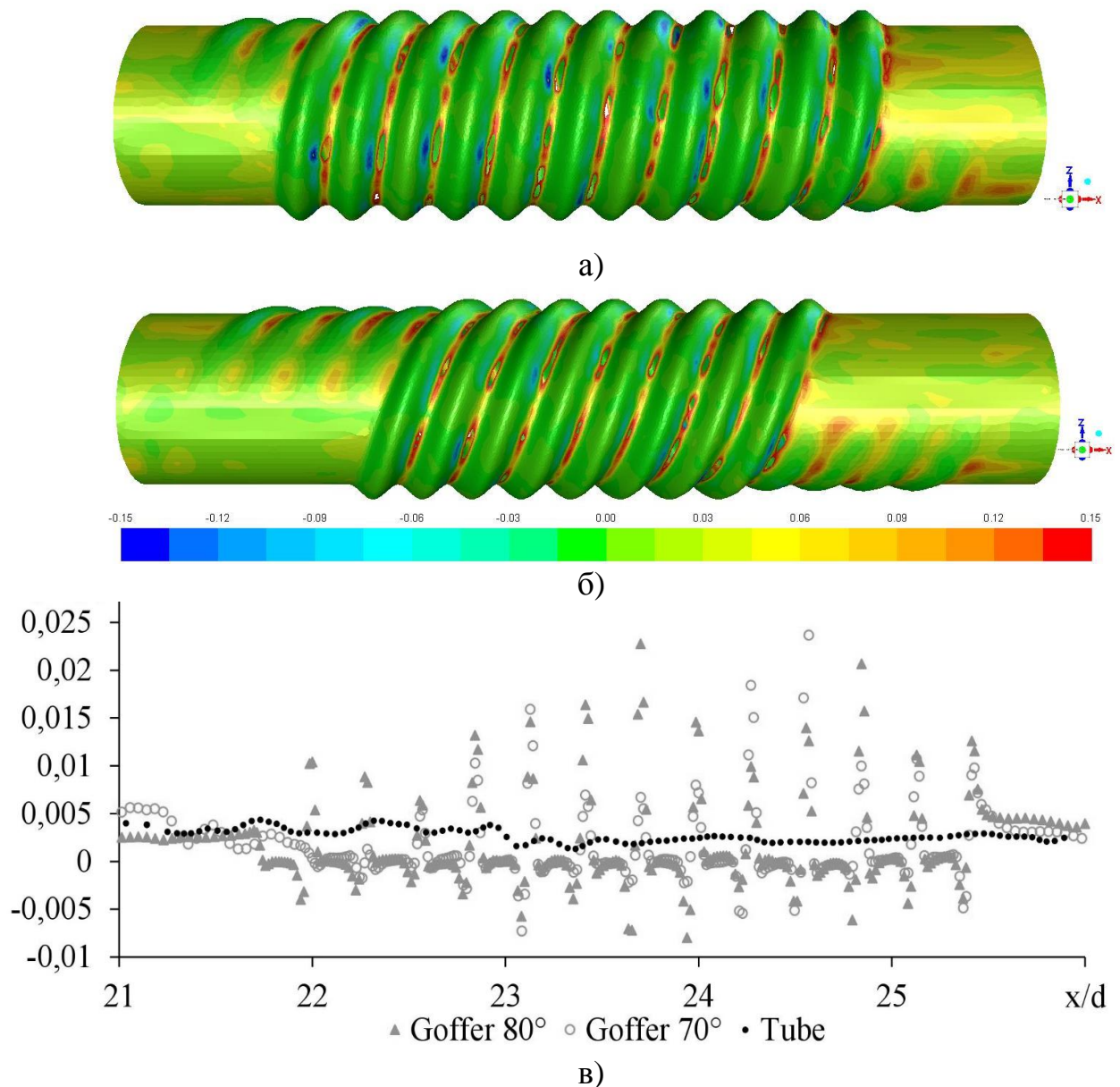


Рисунок 4.20 - Напруження тертя на гофрованій ділянці труб різної конфігурації: а - напруження тертя (Па) в трубі з кутом нахилу гофрованої вставки 80°; б - напруження тертя (Па) в трубі з кутом нахилу гофрованої вставки 70°; в - безрозмірне напруження тертя

При русі вздовж гофрованої вставки стійкість моновихрових структур порушується і в поглибленнях формуються несиметричні багатовихрові структури, що стимулює інтенсивність теплообмінних процесів (рис. 4.21, в). Їх наявність передусе виходу на максимальні значення інтенсивності осередненого по довжині хвилі гофра теплообміну. Зі зменшенням кута β

стійкість цих структур при числі $Re = 5300$ збільшується, що призводить до погіршення теплообміну, через послаблення взаємодії із ядром потоку. При цьому кут гвинтового гофрування практично не впливає на значення напруження тертя на поверхні.

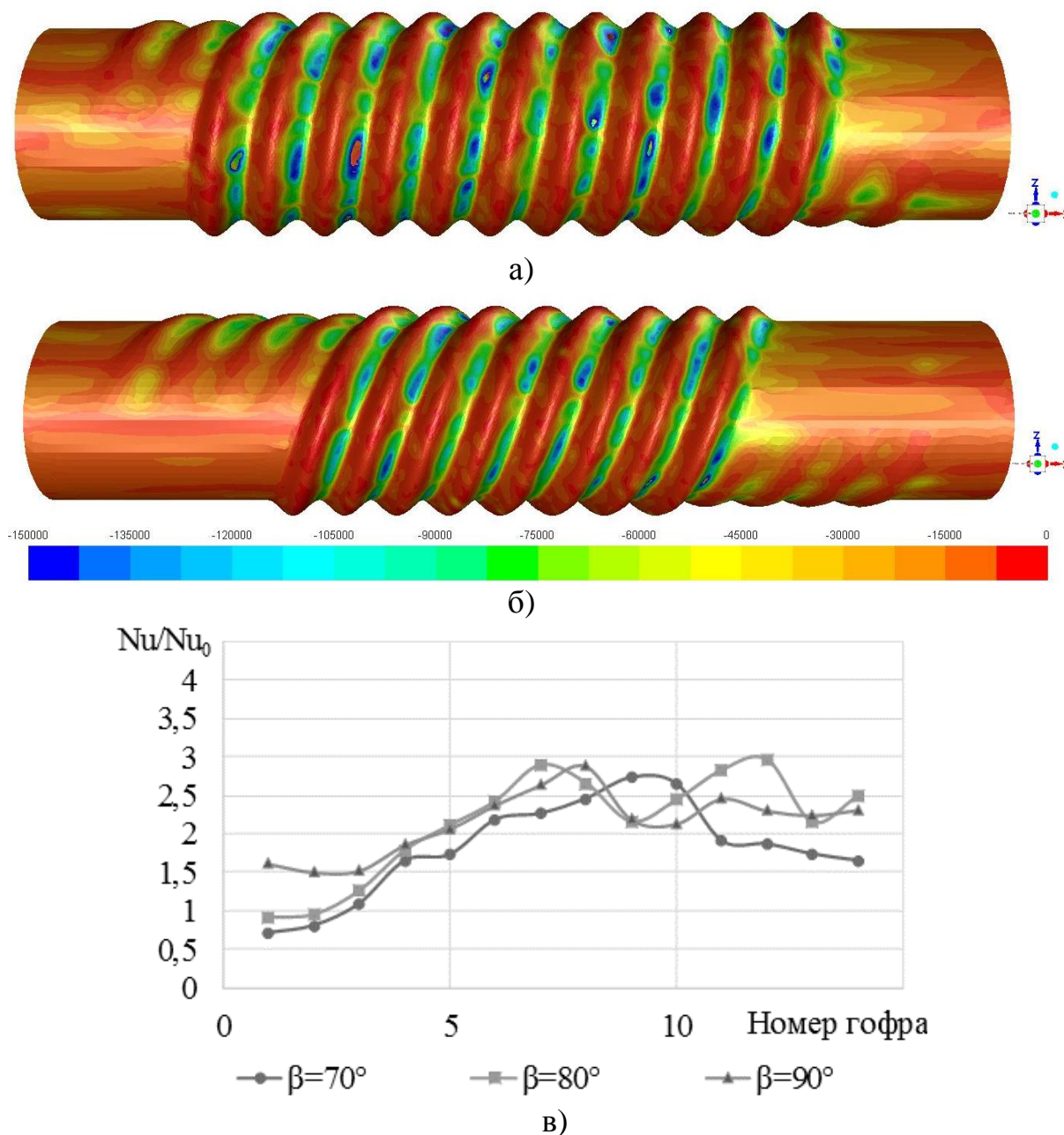


Рисунок 4.21 - Густина теплового потоку і значення числа Нуссельта на гофрованій ділянці труб різної конфігурації: а - щільність теплового потоку ($Вт / м^2$) в трубі з кутом нахилу гофрованої вставки 80° ; б - щільність теплового потоку ($Вт / м^2$) в трубі з кутом нахилу гофрованої вставки 70° ; в - безрозмірні значення тепловіддачі

Інша частина потоку, що уноситься вниз за течією, контактуючи тільки з гребенем гофра і зменшуючи товщину примежового шару на ньому сприяє локальному підвищенню тепловіддачі.

Довгохвильові власні збурення потоку в місцях свого проходження також викликають локальне збільшення напружень тертя (рис. 4.20, в) та інтенсифікацію теплообміну.

Введення гофрованих вставок розглянутої геометрії при числі $Re = 5300$ та величині температурного напору $\Delta T = 50^\circ$ інтенсифікує теплообмін в порівнянні з гладкою трубою на відповідній гофруванню ділянці до 2,15 разів при збільшенні площі теплообмінної поверхні до 23%. Незважаючи на різні механізми формування вихрової течії всередині гофрів прямого та витого гофрування в діапазоні $\beta = 80^\circ \dots 90^\circ$ рівень тепловіддачі практично однаковий, але пряме гофрування викликає більші гідравлічні втрати. При введенні витой гофрованої вставки супутні гідравлічні втрати на відповідній ділянці труби зросли на 58%, при введенні прямого гофрування – на 72%, що обумовлено процесами, виникаючими при зміні площі прохідного перерізу.

Зменшення кута нахилу витого гофрування до осі труби до 70° при збереженні площі гофрованої поверхні збільшує теплообмін лише до 1,8 разів при зростанні гідравлічного опору до 32% у порівнянні з гладкою трубою.

Оцінка енергоефективності введення витой гофрованої вставки показала збільшення інтенсивності теплообміну в зоні гофрування та вихідного патрубку до 1,2 разів при збільшенні гідравлічного опору на 7%. Різниця в значеннях інтенсифікації теплообміну обумовлюється поступовим наростанням власних збурень потоку у вихідному патрубку в гладкій трубі, амплітуда яких перевищує амплітуду регуляризованих збурень після гофрованої вставки. Найбільш енергоефективним в розглянутому діапазоні геометричних параметрів витого та прямого гофрування виявилось гофрування із $\beta = 80^\circ$ при заданому числі Рейнольдса $Re = 5300$.

Отримані результати порівнюються з експериментальними даними авторів [6, 7], в роботах яких представлені результати вимірювання гідравлічних втрат і теплових потоків в гвинтових гофрованих трубах наступних геометричних параметрах при числі Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^3$. Досліджувалися гофровані поверхні з безрозмірними довжинами хвиль гофра $w / d = 0,3; 0,4; 0,6$ (в даному дослідженні 0,29) і амплітудами гофра $2a / d = 0,03$ (в даному дослідженні 0,086). Отримане збільшення інтенсивності тепловіддачі в порівнянні з гладкою трубою знаходилося в діапазоні $Nu / Nu_{г\ell} = 1,1 \dots 1,3$ [6, 7], однак зв'язок зі зміною хвилі в цих результатах не простежується. Отримана інтенсифікація тепловіддачі в цьому дослідженні перевищує ці значення. В той же час гідравлічні втрати в досліджуваних гофрованих трубах [6, 7] становили: $\Delta P / \Delta P_{г\ell} = 1,2 \dots 1,4$, і є співставними із значеннями, отриманими в цьому дослідженні.

4.4 Висновки по розділу 4

1. На початкових ділянках труб з гофрованими вставками «загромаджуючого» типу, геометричні параметри яких не перевищують значення параметра $k \leq 0,086$, в розглянутому діапазоні перехідних чисел Рейнольдса ($Re = 1500 \dots 5500$) при дослідженні теплогідравлічних параметрів потоку були виявлені наступні закономірності:

- при $Re < 2000$ використання гофрованих вставок розглянутих геометричних параметрів для інтенсифікації теплообміну недоцільно через наявність стаціонарних зон застою рідини в поглибленнях гофра і нехтовно малий вплив на характеристики потоку в сліді за гофрованою вставкою;

- при $Re > 3000$ гофровані вставки «загромаджуючого» типу істотно змінюють структуру течії, генеруючи вихрові збурення, інтенсифікують теплообмін усередині гофрів і здатні на великій (в порівнянні з розмірами самої вставки) відстані збурювати потік в пристінній області, сприяючи інтенсивному конвективному теплообміну в сліді за гофруванням.

- гофровані вставки розглянутого діапазону геометричних параметрів дозволяють підвищити тепловіддачу до 2,1 разів в порівнянні з гладкою трубою при незначному підвищенні гідравлічного опору (до 15%) в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса ($Re = 3000 \dots 5500$).

2. На підставі проведеного чисельного моделювання були виявлені особливості формування вихрової структури течії на початковій ділянці труби із витотою гофрованою вставкою при граничному перехідному числі Рейнольдса (поява і розвиток збурень кінцевих амплітуд, їх вплив на теплообмінні процеси):

- на ділянці труби $x/d < 8,5$ течія має упорядкований шаруватий характер, присутні збурення малі в порівнянні з відповідними усередненими величинами параметрів потоку;

- при $8,5 \leq x/d \leq 21$ спостерігається зростання збурень і деформація примежового шару по периметру труби. Суттєве зростання вихрових збурень та інтенсивності теплообміну в потоці фіксуються на відстані $(14 \dots 21)d$ від входу в трубу;

- в області гофрування $21 \leq x/d \leq 25$ власні збурення зазнають спотворення під впливом збурень, згенерованих гофрованою вставкою. Розподіл значень напруги тертя та густини теплового потоку неоднорідний по периметру труби;

- в сліді за гофром $x/d \geq 25$ відбувається інтенсивне нерівномірне по периметру труби зростання товщини примежового шару і область незбуреної течії в ядрі потоку істотно зменшується, що призводить до інтенсифікації конвективної складової теплообміну.

Таким чином, при розглянутому числі Рейнольдса на початковій ділянці труби введення витотої гофрованої вставки розглянутих геометричних параметрів зміна структури потоку призводить до підвищення інтенсивності конвективного теплообміну більш ніж на 20% в зоні гофрування та вихідного патрубка. При цьому, на відміну від повністю гофрованої поверхні, дослідженої авторами [2-9], частковий розвиток теплообмінної поверхні

дозволив істотно скоротити гідравлічні втрати при практично рівних значеннях величини теплообміну.

При цьому необхідно підкреслити, що тривимірні тестові розрахунки в гладкій трубі і трубі із прямим гофруванням показують завищені гідравлічні втрати на 5%-7% та занижені результати по інтенсивності теплообміну до 15%-20% у порівняння з аналогічними розрахунками в вісесиметричній двомірній постановці.

5 ВПЛИВ ГОФРОВАНОЇ ВСТАВКИ НА ТЕПЛОВІ І ГІДРАВЛІЧНІ ПАРАМЕТРИ ТЕЧІЇ В СЛІДІ ЗА НЕЮ

5.1 Взаємозв'язок типу гофрування та його геометричних параметрів із інтенсивністю теплообміну в сліді за гофрованою вставкою

У вихідному патрубку, довжиною порядку $4,5S$, існує ділянка l_{ef} , на якій структура потоку та теплообмінні процеси зазнають істотного впливу гофрованої вставки, а тепловіддача вища за тепловіддачу на відповідній ділянці гладкої труби. Довжина ділянки l_{ef} залежить від температурного напору, геометричних параметрів гофрування, масштабів та інтенсивності згенерованих збурень, швидкості їх накопичення і частоти виходу з гофрованої вставки.

Аналіз зміни довжини ділянки l_{ef} в залежності від геометрії гофрування проводився при числі Рейнольдса $Re = 5300$ та температурному напорі $\Delta T = 50^\circ$ ($Pr_f = 2,93$), коли початок переходу знаходиться перед гофрованою вставкою і відбувається взаємодія власних збурень примежового шару з вихровими збуреннями, що генеруються гофрованою поверхнею. Це обумовлює формування вихрової структури течії в сліді за вставкою, яка впливає на інтенсивність теплообміну у відповідній ділянці труби.

При менших температурних напорах (до $\Delta T = 37,5^\circ$) спостерігається мала зона підвищеного теплообміну довжиною до $0,25S$ (де $S=4d$ - довжина гофрованої вставки), обумовлена меншими значеннями товщини примежового шару в сліді за гофрованою вставкою. Із збільшенням температурного напору ця зона збільшується в розмірах за рахунок наростання низькочастотної збуреності в потоці та досягає значень $1S$ при температурному напорі в 50° (рис. 5.1).

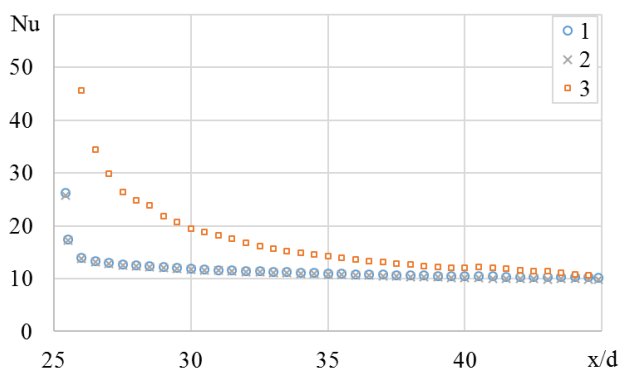
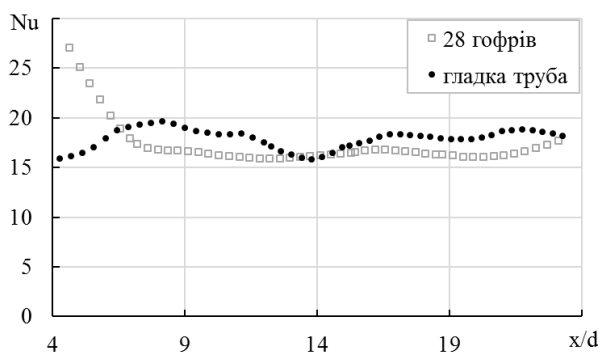
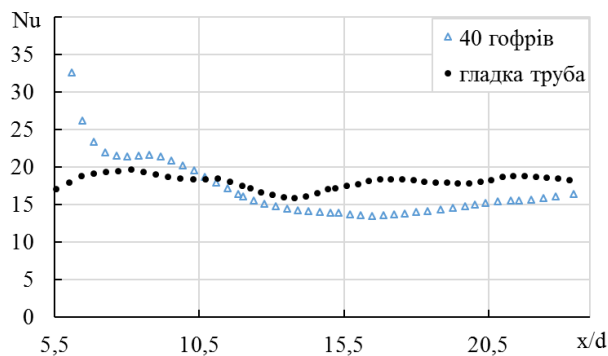


Рисунок 5.1 - Миттєві числа Нуссельта після гофрованої вставки при різних температурних напорах та $Re=5300$: 1 – $\Delta T=25^\circ$; 2 – $\Delta T=37^\circ$; 3 – $\Delta T=50^\circ$

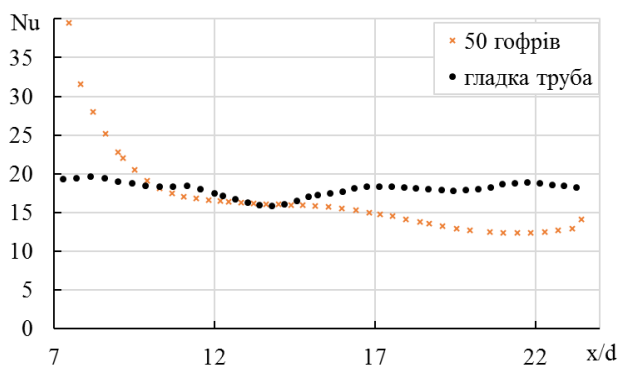
В короткохвильових гофрованих вставках ($k_1 < 0,3$) зароджуються вихрові утворення, які слабо взаємодіють із основним потоком через свої малі розміри, стаціонарне положення у поглибленні і обумовлену даними факторами низьку швидкість накопичення збурень. Регуляризовані вихрові утворення в сліді за короткохвильовою вставкою швидко зменшуються за розмірами та стають меншими, ніж вихрові утворення на відповідній ділянці в гладкій трубі. Зона підвищеного теплообміну не перевищує $0,65S$, де $S=4d$ - довжина гофрованої вставки. Збільшення інтенсивності тепловіддачі в зоні гофрованої вставки та ділянки підвищеного теплообміну в сліді за нею становить 1,3 рази. Із збільшенням довжини короткохвильової гофрованої вставки (рис. 5.2, а, б, в) її вплив на інтенсивність тепловіддачі вниз по потоку збільшується. Вибір довжини гофрованої вставки визначається змінністю вихрового поля в кожному гофрі і виходом на постійні осереднені по довжині поглиблення значення динамічних і теплових параметрів в останніх 2-3 гофрах. В короткохвильовому гофруванні це відбувається при досягненні значень довжини гофрованої вставки $S = 5,7d$. Зона підвищеного теплообміну в сліді за гофрованою вставкою зростає до $0,8S$. Інтенсифікація теплообміну досягає 2,3 разів. Подальше збільшення довжини гофрованої вставки до $S/d > 6$ не змінює довжину ділянки підвищеного теплообміну (рис. 5.2, б, в).



а)



б)



в)

Рисунок 5.2 – Вплив зміни кількості гофрів на тепловіддачу в сліді після короткохвильової вставки $k_1 = 0,29$ при числі Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^3$:

а – 28 гофрів, б – 40 гофрів, в – 50 гофрів

Вплив зміни амплітуди гофра на тепловіддачу в сліді після короткохвильової вставки має складний характер, що обумовлено відповідними механізмами зміни вихрової структури течії і виходу на усталені значення теплогідравлічних параметрів, які описані в розділі 3. Збільшення амплітуди призводить до збільшення масштабів вихрового

утворення, але в той же час зростає його стаціонарність і при $k_2 > 0,6$ рідина в поглибленні майже не взаємодіє із рідиною основного потоку.

При довжинах хвиль гофра $k_1 > 0,3$ завдяки генерації багатовихрових нестійких утворень в поглибленнях, швидкому накопиченню збурень і, відповідно, швидкому виходу на усталені значення динамічних параметрів, осереднених по довжині поглиблень, збільшується зона підвищеного теплообміну до довжини однієї гофрованої вставки (рис. 5.3). Інтенсивність теплообміну в зоні гофрування та зоні підвищеного теплообміну в сліді за ним підвищується до 3 разів. Але після досягнення значення $k_1 \sim 0,6$ збільшення довжини хвилі гофру також не впливає на довжину зони підвищеного теплообміну.

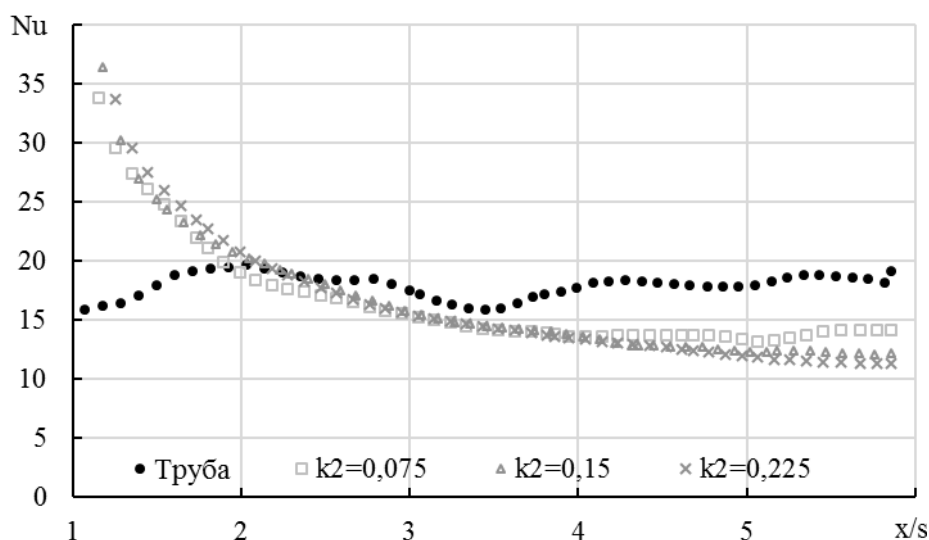


Рисунок 5.3 – Тепловий потік в сліді за гофрованими вставками «незагромаджуючого» типу $k_1 = 1,14$ при числі Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^3$

При зміні амплітуди довгохвильового гофрування є порогове значення, після якого подальше її збільшення не прозводить до зростання інтенсивності тепловіддачі в сліді (табл. 5.1).

Нав'язана вставками вихрегенерація після гофрів створює структуру вихрових збурень, що відрізняється від природніх вихрових збурень в трубах своєю регулярністю. Це обумовлює зменшення інтенсивності тепловіддачі

вниз за потоком на певній відстані після зони підвищеного теплообміну $x > l_{\text{ef}}$.

Таблиця 5.1 - Вплив гофрованої вставки на теплообмінні процеси в сліді

Тип гофрування	Амплітудаа гофра, мм	Кількість гофрів	l_{ef}/S
«Незагромаджуюче» короткохвильове, $k_1=0,29$	3	28	0,65
	3	40	0,60
	3	50	0,40
	6	28	0,79
	9	28	0,54
«Незагромаджуюче» довгохвильове, $k_1=1,14$	3	7	0,97
	6	7	1,14
	9	7	1,14
«Загромаджуюче» гофрування, $k_1=0,6$	6	14	1,03
	7,5	14	1,56
	8,25	14	2,70
	9	14	3,37

В трубах із витими «незагромаджуючими» гофрованими вставками довжина зони підвищеного теплообміну також не перевищує $1S$. Із зменшенням кута β інтенсивність теплообміну зменшується.

Вплив зміни довжини хвилі гофра та амплітуди короткохвильового та довгохвильового гофрування на тепловіддачу та гідравлічний опір в сліді за вставкою обумовлений відповідними особливостями вихрової структури течії, описаними в розділі 3. При цьому гідравлічні втрати змінюються від $0,86P/P_0$ до $1,09P/P_0$.

Отже зона підвищеного теплообміну в сліді гофрованих вставок «незагромаджуючого» типу розглянутих геометричних параметрів не перевищує довжини $1,15S$.

«Загромаджуючий» тип гофрування має особливості в структурі течії, у порівнянні із «незагромаджуючим» типом, обумовлені його геометрією. Із збільшенням «пережиму» перерізу труби довжина ділянки підвищеного теплообміну зростає до значення $3S$ (рис. 5.4). Інтенсифікація теплообміну на вставці та в сліді за нею така ж, як і при «незагромаджуючому» типі, що обумовлено великою довжиною l_{ef} , співпадаючою із різким зростанням збуреності в гладкій трубі. Гідравлічний опір в «загромаджуючих» гофрованих вставках перевищує гідравлічний опір на відповідних ділянках гладкої труби на 40%, що зумовлено зміною поперечного перерізу.

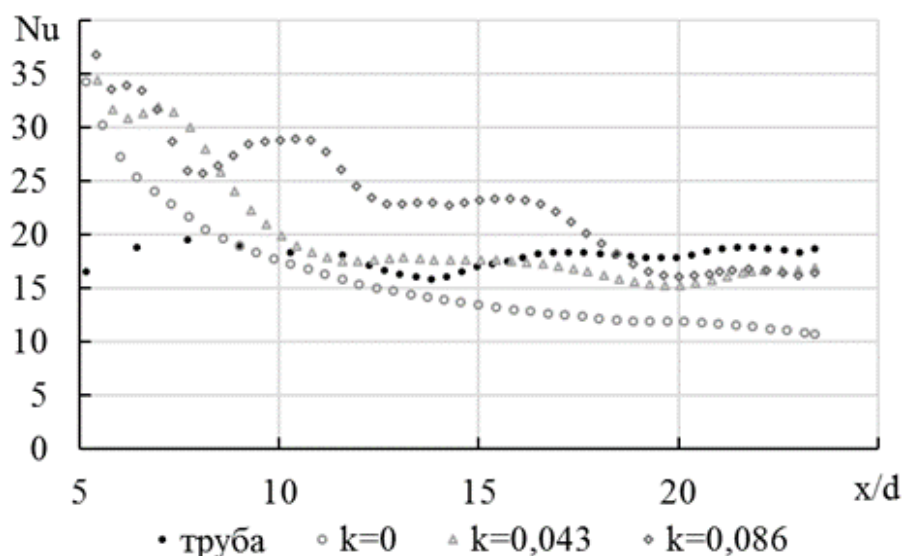


Рисунок 5.4 – Тепловий потік в сліді за гофрованими вставками «загромаджуючого» та «незагромаджуючого» ($a_2=0$) типу при числі Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^3$

Через більш інтенсивну генерацію збурень і, відповідно, більшу турбулізацію пристінної зони «загромаджуючий» тип гофрування оказує в декілька разів більший вплив на теплообмінні процеси в сліді за гофрованою вставкою (табл. 5.1) у порівнянні із «незагромаджуючим» гофруванням.

5.2 Висновки по розділу 5

Дослідження особливостей впливу гофрованої вставки на течію в сліді за нею показало, що інтенсифікація тепловіддачі істотно залежить від геометричних параметрів гофрування:

1. Для кожного типу гофрування існують порогові значення довжини гофрованої вставки подальше збільшення яких не призводить до збільшення довжини ділянки підвищеного теплообміну в сліді.

2. Довжина зони підвищеного теплообміну при «загромаджуючому» типі гофрування розглянутих геометричних параметрів до трьох разів більша довжини зони підвищеного теплообміну «незагромаджуючих» гофрованих вставок, при зростанні гідравлічних втрат до 30%.

3. Введення гофрованих вставок «незагромаджуючого» типу розглянутого діапазону геометричних параметрів при перехідних числах Рейнольдса максимально інтенсифікує теплообмін на ділянці $S+l_{ef}$ по відношенню до аналогічної зони гладкої труби до 3 разів при збільшенні гідравлічного опору до 10% при $Re = 5300$.

4. Введення гофрованих вставок «загромаджуючого» типу розглянутого діапазону геометричних параметрів при числі Рейнольдса $2000 < Re < 5500$, максимально інтенсифікує теплообмін на ділянці $S + l_{ef}$ по відношенню до аналогічної зони гладкої труби до 2,9 разів при збільшенні гідравлічного опору до 40% при $Re = 3500$.

5. На ділянці $S+l_{ef}$ більш енергоефективні гофровані вставки «незагромаджуючого» типу. Але гофровані вставки «загромаджуючого» типу не втрачають своєї енергоефективності на більшій відстані, ніж гофровані вставки «незагромаджуючого» типу тому їх кількість може бути меншою.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі представлені результати дослідження теплових і гідравлічних процесів, що протікають на початкових ділянках частково гофрованих труб в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса. Виконано декілька серій чисельних експериментів основні результати яких представлені нижче:

1. Проведено комплексний аналіз впливу неізотермічності потоку на структуру та інтенсивність збуреного потоку на початковій ділянці труби при перехідних числах Рейнольдса. Чисельно підтверджені класичні результати впливу напрямку теплового потоку на величину коефіцієнтів теплообміну. Виявлено особливості структури вихрової течії, які проявляються при врахуванні залежності коефіцієнта в'язкості від температури у більш інтенсивному вихороутворенні та позначаються на інтенсивності теплообмінних процесів в трубі після гофрованої вставки.

3. Показано, що часткове гофрування поверхні труби в певному діапазоні геометричних параметрів регулізує і знижує швидкість наростання власних збурень потоку на початковій ділянці труби в розглянутому діапазоні перехідних чисел Рейнольдса.

4. Виявлено, що при $Re < 2000$ використання гофрованих вставок розглянутих геометричних параметрів для інтенсифікації теплообміну недоцільно через наявність стаціонарних зон застою рідини в поглибленнях гофра і нехтовно малий вплив на характеристики потоку в сліді за гофрованою вставкою.

5. Показано взаємозв'язок інтенсифікації теплообміну на гофрованій ділянці зі зміною довжини хвилі гофра. Знайдено порогове значення довжини хвилі гофра ($w / R > 0,6$) в розглянутому діапазоні чисел Рейнольдса та геометричних параметрів гофрування, для якого відбувається значне збільшення інтенсивності теплообміну.

6. Дослідження течії теплоносія вздовж короткохвильових гофрованих поверхонь виявило, що всередині поглиблень реалізуються стійкі вихрові структури, що призводить до зменшення гідравлічних втрат. Інтенсивність теплообмінних процесів на цій ділянці менша, ніж в гладкій трубі.

7. Показано, що через слабку взаємодію із потоком короткохвильові гофровані вставки слабо впливають на теплообмін в сліді.

8. Довгохвильова гофрована поверхня труби при певних довжинах і амплітудах хвиль, що залежать від числа Рейнольдса, може нав'язати потоку вихрову структуру, що приводить до зменшення швидкості наростання амплітуд власних збурень потоку.

9. Показано, що збільшення теплообміну в трубах з довгохвильової гофрованою вставкою до 1,7 разів більше, ніж при короткохвильових гофрованих вставках.

10. Аналіз експериментальних даних показав, що застосування «незагромаджуючого» типу гофрування дозволяє підвищити теплообмін до 1,75 разів при збільшенні гідравлічного опору до 10% в розглянутому діапазоні чисел Рейнольдса.

11. Для короткохвильового «незагромаджуючого» типу гофрування $k_1 = 0,29$ та довгохвильового «незагромаджуючого» типу гофрування $k_1 = 1,14$ визначені оптимальні амплітуди $k_3 = 0,17$ та $k_3 = 0,57$ відповідно, за яких досягається найбільша енергоефективність гофрованих вставок при числі Рейнольдса $Re = 5300$.

12. Показано, що при «незагромаджуючому» типі гофрування перепад тиску в трубі з гофрованою вставкою різних геометричних параметрів відрізняється від перепаду тиску в гладкій трубі при відповідних числах Рейнольдса не більше ніж на 9%, тому коефіцієнт ефективності застосування таких труб можна визначати тільки по відношенню чисел Нуссельта в трубі зі вставкою і гладкій трубі.

13. Проведене чисельне моделювання показало, що при $Re > 3000$ гофровані вставки «загромаджуючого» типу істотно змінюють структуру течії

і сприяють інтенсивному конвективному теплообміну як в поглибленнях гофрів так і в сліді за гофруванням.

14. Узагальнення експериментальних даних показало, що гофровані вставки «загромаджуючого» типу розглянутих геометричних параметрів дозволяють підвищити тепловіддачу в зоні гофрованої вставки та вихідного патрубка до 2,1 разів в порівнянні з гладкою трубою при незначному підвищенні гідравлічного опору (до 15%) в діапазоні перехідних чисел Рейнольдса ($Re = 3000 \dots 5500$).

15. Оцінка енергоефективності введення витой гофрованої вставки показала збільшення інтенсивності теплообміну в зоні гофрування та вихідного патрубка до 1,2 разів при збільшенні гідравлічного опору на 7%. Найбільш енергоефективним в розглянутому діапазоні геометричних параметрів витого гофрування виявилось гофрування із $\beta=80^\circ$ при заданому числі Рейнольдса $Re = 5300$.

16. Показано, що довжина зони підвищеного теплообміну при «загромаджуючому» типі гофрування розглянутих геометричних параметрів в два рази більша довжини зони підвищеного теплообміну «незагромаджуючих» гофрованих вставок, при зростанні гідравлічних втрат до 30%.

17. Комплексний аналіз експериментальних даних показав, що на ділянці $S+I_{ef}$ більш енергоефективні гофровані вставки «незагромаджуючого» типу. Але гофровані вставки «загромаджуючого» типу не втрачають своєї енергоефективності на більшій відстані, ніж гофровані вставки «незагромаджуючого» типу, тому їх кількість може бути меншою.

Отримані результати можуть використовуватися як при реконструкції вже існуючого теплообмінного обладнання так і при конструюванні сучасних енергоефективних теплообмінних апаратів. Матеріали дисертаційної роботи можуть застосовуватися в навчальному процесі теплоенергетичного факультету «КПІ ім. Ігоря Сікорського».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sreedhara Rao B., Surywanshi Gajanan D., Varun S., Murali Krishna M. V. S., Sastry R. C. Effect of Corrugation Angle on Heat Transfer Studies of Viscous Fluids in Corrugated Plate Heat Exchangers. *International Journal of Engineering and Technology Innovation*. 2015. Vol. 5, No. 2. P. 99-107.
2. Stasiek J., Collins M. W., Ciofalo M., Chew P. E. Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages – 1/ Experimental results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1996. Vol. 39. P. 149-164.
3. Niceno B., Nobile E. Numerical analysis of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2001. Vol. 22. P. 156-167.
4. Искра А. Л., Радионова Л. К. Экспериментальное исследование аэродинамического сопротивления труб с винтовым гофром. *Ученые записки ЦАГИ*. 1976. Том 7, №5. С. 138-140.
5. Nazri M. N., Tholudin M. Lazim, Shahrir Abdulla, Zaid S. Kaeem, Ammar F. Abdulwahd Corrugation Profile Effect on Heat Transfer enhancement of laminar flow Region. *International Conference on Mechanical And Industrial Engineering (ICMAIE'2015)*, Kuala Lumpur (Malaysia), 2015. P. 93-98.
6. Lindroth D. Large Eddy Simulation of Flow and Heat Transfer in a Pipe With Corrugated Walls: Master's Thesis / Chalmers University of Technology. Gotenborg, Sweden, 2013. 65 p.
7. Naphon P. Effect of corrugated plates in an in-phase arrangement on the heat transfer and flow developments. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008. Vol. 51. P. 3963–3971.
8. Noor S., Ehsan M. M., Sayedus Salehin, Sadrul Islam A. K. M. Heat Transfer and Pumping Power Using Nanofluid in a Corrugated Tube. *19th Australasian Fluid Mechanics Conference*, Melbourne, Australia, 2014.
9. Hojin A., Uslu I. Experimental investigation on pressure drop in corrugated pipes. *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical*

Engineering Congress & Exposition IMECE2013 San Diego, California, USA, November 13-21, 2013.

10. Попов И. А., Махьянов Х. М., Гуреев В. М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена: монография. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.

11. Rainieri S., Pagliarini G. Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2002. Vol. 45. P. 4525-4536.

12. Zaid S., Mohd Jaafar M. N., Tholudin M. Lazim, Shahrir A., Ammar F. Abdul Wahid Heat transfer enhancement in two-start spirally corrugated tube. *Alexandria Engineering Journal*. 2015. Vol. 54. P. 415-422.

13. Hærvig J., Condra T., Sørensen K. Numerical Investigation of Single-phase Fully Developed Heat Transfer and Pressure Loss in Spirally Corrugated Tubes. *Proceedings of the 56th SIMS*. Linköping, Sweden 2015. P. 391-397.

14. Zimparov V. D., Vulchanov N. L., Delov L. B. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers – 1. Experimental investigation and performance evaluation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1991. Vol. 34. P. 2187-2197.

15. Vulchanov N. L., Zimparov V. D., Delov L. B. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers – 2. A mixing-length model for predicting fluid friction and heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1991. Vol. 34. P. 2199-2206.

16. Vicente P. G., Garc A., Viedma A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004. Vol. 47. P. 671–681.

17. Li Y., Wu J., Wang H., Kou L., Tian X. Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Helical Tubes Cooperating with Spiral Corrugation.

International Conference on Future Electrical Power and Energy Systems: Energy Procedia 17. 2012. P. 791-800.

18. Техническая энциклопедия. Т. 11. Копер – леса и подмости: энциклопедия под общей редакцией Л. К. Мартенс. М.: АО «Советская энциклопедия», 1930. 493 с.

19. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

20. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

21. Угрюмова С. Д., Попова Е. Ю., Акимов С. А., Панюкова И. В. Интенсификация процессов нагревания и охлаждения в компактных теплообменных аппаратах. *Научные труды Дальрыбвтуза*. 2011. Том 23. С. 1-7.

22. Rohsenow W.M., Hartnett J. P., Cho Y.I. Handbook of heat transfer. 3-rd ed. New York: McGraw-Hill, 1998. P. 1501.

23. Володин О. А., Павленко А. Н., Печеркин Н. И., Сердюков В. С. Испарение и кипение пленки бинарной смеси фреонов на вертикальном цилиндре с сетчатым покрытием. Вестн. *Новосиб. гос. ун-та. Серия: Физика*. 2014. Т. 9, вып. 1. С. 70–78.

24. Лобанов И. Е. Математическое моделирование теплообмена в прямых плоских каналах, а также в прямых круглых трубах с шероховатыми стенками при симметричном подводе теплоты. *Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки*. 2017. Том 44 (2). С. 126-141

25. Халатов А.А. Онищенко В.Н., Шевцов С.В. Теплообмен за двумя рядами углублений различной геометрической формы. *Промышленная теплотехника*. 2007. Том 29, № 6. С. 10-15.

26. Халатов А.А. Новые вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении Часть 3. Совершенствование

термогазодинамических процессов. *Промышленная теплотехника*. 2008. Том 30, № 6. С. 5-19.

27. Исаев С. А., Леонтьев А. И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена при турбулентном обтекании сферической лунки на стенке узкого канала. *Теплофизика высоких температур*. 2003. Том 41, выпуск 5. С. 755–770.

28. Naphon P., Nuchjapo M., Kurujareon J. Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib. *Energy Conversion and Management*. 2006. Vol. 47. P. 3031–3044.

29. Rainieri S., Bozzoli F., Cattani L. Passive techniques for the enhancement of convective heat transfer in single phase duct flow. *Journal of Physics: Conference Series*, 547 (2014), Italia. P. 1–10.

30. Henrique S. de Azevedo, Rigoberto E. M. Morales, Admilson T. Franco, Silvio L. M. Junqueira, Raul H. Erthal Numerical simulation of turbulent flow in corrugated pipes. *12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*, November 10-14, 2008, Belo Horizonte, MG.

31. Патент №119452 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / А.Я. Золотоносов, Я.Д. Золотоносов, А.Г. Багоутдинова, И.И. Осыка № 2012109355/06; заявл. 12.03.12.; опубл. 20.08.12, Бюл. №23.

32. E. N. Pis'mennyi Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating Surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 70. P. 1050–1063

33. Письменный Е. Н., Рогачов В. А., Баранюк А. В., Семеняко А. В., Вознюк М. М. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №1 (20). С. 30 – 36.

34. Письменный Е. Н., Рогачов В. А., Баранюк А. В., Семеняко А. В., Вознюк М. М. CFD-моделирование омыывания поверхности труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением.

Международный научно-исследовательский журнал. 2014. №2 (21). С. 76 – 80.

35. Письменный Є. М., Рогачов В. А., Терех О. М., Коньшин В. І., Омельчук Д. С. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №1/8 (61). С. 29 –33.

36. Рева С. А., Рогачов В. А., Терех О. М., Алфьорова О. В. Теплообмін малорядних пучків гвинтоподібних труб. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. №3/8 (63). С. 54-56.

37. N. Pis'mennyi, P.I. Bagrii, A. M. Terekh, and A. V. Semenyako Optimization of the ribbing of a new heat exchange surface of flat-oval tubes. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013. Vol. 86, No. 6. P. 1066-1071.

38. Борисов И. И., Халатов А. А., Сорока Б. С. Теплообмен и сопротивление при течении воздуха в трубе со вставками с интенсификаторами на их поверхности. *Промышленная теплотехника*. 2009. Том 31, № 3. С. 7-12

39. Rashid F. L., Altaie A., Moayed R. Hasan Numerical investigation of heat transfer enhancement in a circular tube using ribs of separated ports assembly. *European Scientific Journal. Special edition*. 2014. Vol.2. P. 172-183.

40. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. 288 с.

41. Smith Eiamsa-ard, Chinaruk Thianpong, Pongjet Promvonge Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 33, No. 10. P. 1225-1233.

42. Kurhade A. S., Dange M. M., Nalawade D. B. Effect of Wavy (Corrugated) Twisted Tape Inserts on Heat Transfer in a double Pipe Heat

Exchanger. *International journal of innovations in engineering research and technology*. 2015. Vol. 2, №1. P. 1-8.

43. Доник Т.В., Письменный Д.Н. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах / под редакцией акад. НАН Украины А.А. Халатова. К: Наукова Думка. 2014. 189 с.

44. Алексеик О. С., Кравец В. Ю. Теплоотдача при кипении на гладких и пористых поверхностях в условиях ограниченного объема *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2014. Вып. 1/8(67). С. 3-6

45. Накоряков В. Е., Кузнецов В. В. Тепломассообмен при фазовых переходах и химических превращениях в микроканальных системах. М.: МЭИ, 2006. 167 с.

46. Отчет украинского участника проекта «Development and creation of heat pipes on a basis metalfibrous capillary structures with improved thermophysic characteristics for temperature control systems of the perspective space vehicles» - Института проблем материаловедения им. И. Н. Францевича Национальной академии наук Украины за 2007 - 2008 год: сб. науч. Трудов. / НАН Украины. Киев, 2007–2008. 55 с.

47. Бурцев С. А., Васильев В. К., Виноградов Ю. А. та інш. Экспериментальное исследование характеристик поверхностей, покрытых регулярным рельефом. *Наука и образование*, 2013. №1. С. 263-290. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/532996.html> (дата звернення: 05.06.2019)

48. Коваленко Г. В., Мейрис А. Ж. Сравнение различных способов интенсификации теплообмена на цилиндрических поверхностях. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2013. Том 63, № 3/12. С. 58-60.

49. Гортышов Ю. Ф., Попов И. А., Олимпиев В. В., Щелчков А. В., Каськов С. И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.

50. Дрейцер Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов. *Новости теплоснабжения*. №5. 2004.

51. Pradip R. B., Dinesh K. K. Experimental Investigation on Convective Heat Transfer Analysis in a Circular Tube with Internal Threads of Different Pitches. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*. 2013. Vol. 3, Issue-1. P. 280-284.

52. Ciofalo M., Stasiek J., Collins M. W. Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages – 2/ Numerical simulations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1996. Vol. 39. P. 165-192.

53. Yu S. C. M. Steady and pulsatile flow studies in Abdominal Aortic Aneurysm models using Particle Image Velocimetry. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2000. Vol. 21. P. 74-83.

54. Грабов Л.Н., Чалаев Д. М., Король И.В. Экспериментальное исследование процесса теплопередачи в трубчатых теплообменниках с дискретными турбулизаторами. *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій*. 2012. Том 1, випуск 41. С. 187-190.

55. Махди Я. Ю., Бокарев Е. И., Бараков А. В. Экспериментальное исследование конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления в криволинейном канале с кольцевыми турбулизаторами. *Вестник Воронежского государственного технического университета*. 2013. Том 1, №9. С. 138-140

56. Sibley K. J., Raghavan G. S. V. Heat transfer coefficient for air flow in plastic drainage tubes. *Canadian agricultural engineering*. 1984. Vol. 26, No. 2. P. 177-180.

57. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950. 680 с.

58. Abraham J. P., Sparrow E. M., Tong J. C. K. Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2009. Vol. 32. P. 557-563.

59. Baskova O., Voropaiev G. Investigation of flow structure and heat exchange formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/8 (87). P. 40-45.
60. Воропаєв Г.О., Баскова О.О. Вплив температурного фактора на втрату стійкості течії на початковій ділянці труби. *KPI Science News*. 2019. №3. С. 7 – 15.
61. Воропаєв Г.А., Баскова А.А. Моделирование процесса перехода в трубах со спиральным гофрированием. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. 2019. № 8. С. 75 – 81.
62. Klebanoff P.S., Tidstrom K.D. The three-dimensional nature of boundary-layer transition. *Journal of Fluid Mechanics*. 1962. Vol. 12. P. 1–34.
63. Ovchinnikov V., Meelan M. Choudhar, Ugo Piomelli Numerical simulations of boundary-layer bypass transition due to high-amplitude free-stream turbulence. *Journal of Fluid Mechanics*. 2008. Vol. 613. P. 135–169.
64. Cossu C., Pujals G. Depardon S. Optimal transient growth and very large-scale structures in turbulent boundary layers. *Journal of Fluid Mechanics*. 2009. Vol. 619. P. 79–94
65. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т.1: Пер. с англ. М.: Мир, 1990. 384 с.
66. Fluent Inc. Fluent 6.1: users guide, Lebanon, 2003
67. Юн А. А. Теория и практика моделирования турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений. М.: URSS, 2009. 272 с.
68. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.
69. ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation. URL: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/index.htm> (дата звернення: 03.11.2018)

70. Кулик М. С., Мовчан В. Т., Шквар Є. О. Математичні моделі пристінної турбулентності: монографія. К.: НАУ, 2012. 356 с.
71. Беляев К. В., Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л., Spalart P. R. Опыт прямого численного моделирования турбулентности на суперкомпьютерах. *CAD/CAM/CAE Observer*. 2016. Т. 108, №8. С. 73-78.
72. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т.2: Пер. с англ. М.: Мир, 1990. 392 с.
73. Бруяцкий Е. В., Костин А. Г., Никифорович Е. И. Метод контрольного объема в компьютерной гидродинамике. К.: Милениум, 2016. 520 с.
74. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М.: Энергия, 1977. 344 с.
75. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. 2nd edition. DCW Industries, Inc., La Canada CA, 1998.
76. Oviedo-Tolentino F., Romero-Mendez R., Hernandez-Guerrero A., Giron-Palomares B. Experimental study of fluid flow in the entrance of a sinusoidal channel. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2008. Vol. 29, N 5, P. 1233-1239.
77. Никитин Н. В. Численное исследование ламинарно-турбулентного перехода в круглой трубе под действием периодических входных возмущений. *Изв. РАН*. 2001. N2. С.42-55.
78. Павельев А. А., Решмин А. И., Трифонов В. В. Влияние структуры начальных возмущений на режим установившегося течения в трубе. *Изв. РАН*. 2006. N6. С.68-76.
79. Павельев А. А., Решмин А. И. Переход к турбулентности на начальном участке круглой трубы. *Изв. РАН*. 2001. N4. С.113-121.
80. Петрова Л. И. Развитие газодинамической неустойчивости. Механизм возникновения завихренности и турбулентности. *Материалы XXIII Международной конференции «Нелинейные задачи теории гидродинамической устойчивости и турбулентность»*. 2018. С. 214-220.

81. Evstigneev N. M. *Материалы XXIII Международной конференции «Нелинейные задачи теории гидродинамической устойчивости и турбулентность»*. 2018. С. 136-157.
82. Баскова А.А., Воропаев Г.А. Структура вихревого неизотермического течения на начальном участке трубы при переходных числах Рейнольдса. *Гидродинамика и акустика*. 2018. Т.1 (91), № 2. С. 117 – 131.
83. M. Gad-el-Hak, M. Y. Hussaini and R. G. Voight, “Transition control”, *Instability and Transition*. Springer-Verlag, vol. 1, pp. 319-354, 1990. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-3430-2_38
84. Shin-ichi Satake, Tomoaki Kunugi, Mohsen Shehata A., Donald M. McEligot Direct numerical simulation for laminarization of turbulent forced gas flows in circular tubes with strong heating. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2000. Vol. 21, N 5. P. 526-534.
85. Баскова А.А., Воропаев Г.А. Влияние геометрии гофрированной поверхности на структуру течения и интенсивность теплообмена в трубе. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2018. Т. 52, № 2. С. 85 – 95.
86. Воропаев Г. А., Розумнюк Н. В. Численное моделирование вязкого течения над поверхностью с углублением. *Прикладна гідромеханіка*. 2004. Т. 6 (78), № 4. С. 17 – 23.
87. Баскова А.А. Интенсификация теплообмена в трубах с гофрированными вставками “загромождающего” типа. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2018. Т. 53, № 3. С. 70 – 78.
88. O. Baskova, Voropaiev G. Influence of the flow structure formation on heat transfer processes in tubes with spiral corrugation inserts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 3/8 (99). P. 29 – 35.

ДОДАТОК А. ПОРІВНЯННЯ ТЕПЛОВИХ І ГІДРАВЛІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ТРУБ ІЗ РІЗНИМИ ГЕОМЕТРИЧНИМИ, РЕЖИМНИМИ,
ТЕМПЕРАТУРНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

ДОДАТОК Б. ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
ДОСЛІДЖЕНЬ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

Національного технічного університету

України "Київський політехнічний інститут

імені Ігоря Сікорського"



Ю. І. Якименко
 В.В. Хомовий
 2019 р.

АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського" результатів дисертаційної роботи Баскови Олександри Олександрівни «Управління вихровим тепломасообміном в елементах енергетичного обладнання»

Комісія у складі заступника декана теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського к.т.н., доц. Шевеля Є.В. (голова комісії), завідувача кафедри АЕС і ІТФ д.т.н., проф. Туза В.О. та викладачів кафедри АЕС і ІТФ к.т.н., доц. Лебедь Н.Л. і к.т.н., ст. викл. Баранюка О.В. розглянула використання матеріалів дисертаційної роботи Баскової О.О. при підготовці магістрантів за спеціальністю Теплоенергетика спеціалізації Теплофізика.

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Баскової О.О. входять до складу дисципліни «Комп'ютерне моделювання теплогідравлических процесів в елементах енергетичного обладнання» - лекційні та лабораторні заняття по темі: «Методи інтенсифікації теплообміну. Сучасний стан досліджень в області гідродинаміки і теплообміну в гофрованих каналах».

Голова комісії

Члени комісії

_____/к.т.н., доц. Шевель Є.В./
 _____/д.т.н., проф. Туз В.О./
 _____/к.т.н., доц. Лебедь Н.Л./
 _____/к.т.н., ст. викл. Баранюк О.В./

ДОДАТОК В. ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. О. Баскова, Voropaiev G. Investigation of flow structure and heat exchange formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/8 (87). P. 40 – 45.
2. Баскова А.А., Воропаев Г.А. Влияние геометрии гофрированной поверхности на структуру течения и интенсивность теплообмена в трубе. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2018. Т. 52, № 2. С. 85 – 95.
3. Баскова А.А. Интенсификация теплообмена в трубах с гофрированными вставками “загромождающего” типа. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2018. Т. 53, № 3. С. 70 – 78.
4. О. Баскова, Voropaiev G. Influence of the flow structure formation on heat transfer processes in tubes with spiral corrugation inserts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 3/8 (99). P. 29 – 35.
5. Воропаев Г.А., Баскова А.А. Моделирование процесса перехода в трубах со спиральным гофрированием. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2019. № 8. С. 75 – 81.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

13. Баскова О.О., Воропаев Г.О. Управление вихровым тепломасообменом в элементах энергетического оборудования. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету. Том 1. (Україна, м. Київ, 18–21 квітня 2016 р).* Київ, 2016. С. 75.
14. Баскова О.О., Воропаев Г.О. Теплогидравлические характеристики трубопровода с гофрированной поверхностью оборудования. *Комп'ютерна гідромеханіка: П'ята міжнародна науково-практична конференція. (Україна, м. Київ, 29-30 вересня 2016 р.).* Київ, 2016. С. 8 – 9.

15. Баранюк А.В., Баскова А.А., Воропаев Г.А., Письменный Е.Н. Рева С.А. Гидродинамика и теплообмен в винтообразных трубах. *Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: VI Всероссийская конференция с международным участием*. (Россия, г. Новосибирск, 21–23 ноября 2017 р.). Новосибирск, 2017. С. 13.

16. Баскова О.О., Воропаев Г.О. Управління вихровим тепломасообміном в елементах енергетичного обладнання. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів*. Том 1. (Україна, м. Київ, 18–21 квітня 2017 р.). Київ, 2017. С. 67.

17. Баскова О.О., Воропаев Г.О. Вплив геометрії поглиблення гофрованої поверхні на структуру течії та інтенсивність теплообміну в трубі. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів*. Том 1. (Україна, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р.). Київ, 2018. С. 87.

18. Баскова О.О. Теплогидравлические характеристики труб с гофрированными вставками «загромождающего» и «незагромождающего» типа. *Комп'ютерна гідромеханіка: Шоста міжнародна науково-практична конференція*. (Україна, м. Київ, 26-27 вересня 2018 р.). Київ, 2018. С. 6 – 8.

19. Baskova O., Voropaiev G. Development Of The Discrete Vortex Structure In The Internal Flow At the Transition To Turbulence *VIII International conference on vortex flows mechanics* (China, X`ian, 15-18 October 2018). Сіань, 2018. P. 9 – 10.

14. Воропаев Г.А., Загуменный Я.В., Баскова А.А. Численный анализ переходных процессов в пограничных слоях внутренних и внешних течений. *Final AMMODIT Conference «Mathematics for Life Sciences»*. (Ukraine, Kyiv, March 18 - 22, 2019). Київ, 2019. С. 228 – 230.

15. Баскова О.О., Воропаев Г.О. Взаємозв'язок структури течії та інтенсивності теплообміну на початковій ділянці труби при перехідних числах Рейнольдса. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики:*

Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів. Том 1. (Україна, м. Київ, 23–26 квітня 2019 р.). Київ, 2019. С. 127.

16. Bascova O.O. Flow structure formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers. *XIX International Conference «Dynamical system modelling and stability investigation»*. (Україна, м. Київ, 22-24 травня 2019). Київ, 2019. Р. 8 – 9.